

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



**ESCUELA DE DOCTORADO DE LA UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
DOCTORADO EN INGENIERÍA DE COSTAS, HIDROBIOLOGÍA Y GESTIÓN
DE SISTEMAS ACUÁTICOS (IH2O)**

TESIS DOCTORAL

**CRITERIOS DE DISEÑO DE SISTEMAS DE FONDEO EN
PLATAFORMAS EÓLICAS FLOTANTES**

PhD THESIS

**MOORING SYSTEMS DESIGN CRITERIA
FOR FLOATING OFFSHORE WIND TURBINES**

Presentada por: **CARLOS BARRERA SÁNCHEZ**

Dirigida por: **Dr RAÚL GUANCHE GARCÍA**

Dr IÑIGO JAVIER LOSADA RODRÍGUEZ

Santander, junio de 2020

“Try to make sense of what you see and wonder about what makes the universe exist. Be curious. And however difficult life may seem, there is always something you can do and succeed at. It matters that you don't just give up.”

Stephen Hawking

DECLARACIÓN

Declaro que esta tesis fue realizada por mí mismo, con esfuerzo y dedicación, excepto donde explícitamente se establezca lo contrario. El contenido se ha desarrollado con la mayor honestidad posible, empleando mis mejores capacidades científico-técnicas, y esperando que pueda contribuir al futuro desarrollo de las energías marinas y, en particular, de la energía eólica flotante.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Carlos Barrera', with a long horizontal stroke extending to the right.

Carlos Barrera Sánchez.

Junio, 2020.

RESUMEN

En los últimos años, la energía eólica marina ha experimentado un crecimiento notable llegando actualmente a poseer una capacidad total instalada de 23 361 MW en todo el mundo. Prácticamente, la totalidad de esta capacidad se encuentra instalada en estructuras de tipo fijo ancladas al fondo marino, especialmente adecuadas para profundidades intermedias y reducidas. No obstante, la instalación de este tipo de estructuras se encuentra limitada a localizaciones muy concretas en Europa (mar del Norte y Báltico), China y Japón. El primer parque eólico flotante comercial, Hywind Scotland, fue inaugurado en 2017. El desarrollo de este nuevo tipo de tecnología supone un gran avance en el desarrollo de la eólica marina, así como la posibilidad de apertura de nuevos mercados en emplazamientos con escasa plataforma continental, pero con gran disponibilidad de recurso de viento.

El diseño del sistema de fondeo en este tipo de nuevas tecnologías flotantes es un elemento crítico, no solo desde el punto de vista operacional y de supervivencia de la plataforma flotante, sino también por el porcentaje relevante que supone en el coste total de la infraestructura y los importantes riesgos que conllevaría un fallo de la misma.

Esta tesis tiene como objetivo profundizar en el conocimiento de la dinámica de las líneas de fondeo, establecer recomendaciones, criterios y reglas de buena práctica para su diseño y aplicación a plataformas eólicas flotantes.

En este trabajo se han investigado diferentes aspectos de interés en el diseño de sistemas de fondeo: la modelización experimental de la línea de fondeo; su modelización numérica; el impacto de los parámetros de diseño en el comportamiento de la línea de fondeo; y la importancia de la descripción del oleaje en el análisis de las cargas sobre el sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante. Finalmente, se ha analizado también la importancia de las bases de datos metoceanicas en el comportamiento a largo plazo y a fatiga del sistema de fondeo permitiendo reducir la incertidumbre asociada a la variabilidad climática que puede existir en una localización marina específica.

Experimentalmente, se ha analizado el comportamiento de diferentes tipologías de líneas de fondeo bajo estados de carga operacionales y de supervivencia inducidos por la interacción fluido-estructura. Se ha evaluado el efecto que tiene el tipo de fondo marino en la dinámica de la línea

de fondeo e identificado diferentes regímenes de trabajo en función de las aceleraciones registradas en la línea. Las capacidades de diferentes modelos numéricos de líneas de fondeo se han evaluado a partir de una serie de ensayos experimentales y se ha realizado un exhaustivo análisis paramétrico de las principales variables involucradas en el modelado (numéricas, físico-mecánicas e hidrodinámicas) para detectar parámetros críticos y establecer parámetros de referencia en el diseño. La descripción del oleaje afecta de forma muy significativa a la definición de la carga de diseño del sistema de fondeo. Por ello, se ha cuantificado el efecto que tiene la historia de oleaje (agrupamiento) en las cargas y propuesto coeficientes de dimensionamiento en función de las condiciones de operación de la turbina. Además, se ha evaluado la incertidumbre que supone la adopción de un espectro teórico de oleaje frente a uno experimental, medido por boyas, en la definición de las cargas del sistema de fondeo. Por último, se ha implementado una metodología para evaluar el daño a fatiga que involucra bases de datos metoceanicas, modelos numéricos de plataformas eólicas y modelos de daño por fatiga junto con técnicas de selección e interpolación de datos. Finalmente, esta metodología se compara con la propuesta por las normativas de referencia de plataformas eólicas y, se describe y evalúa la influencia que otros procesos pueden tener en la evaluación del daño por fatiga.

Con la investigación desarrollada ha sido posible comprender el papel que desempeña el sistema de fondeo en una plataforma eólica flotante, los principales forzamientos ante los que se encuentra expuesto y su respuesta y, finalmente, los principales mecanismos que pueden inducir el fallo del sistema de fondeo.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco el apoyo que me han dado mis directores de tesis, Raúl Guanche e Iñigo Losada, durante mi tiempo de investigador predoctoral. Su dedicación y motivación ha sido fundamental para que haya podido finalizar esta tesis doctoral.

Especialmente, me gustaría expresar mi más sincera gratitud al Grupo de Ingeniería Offshore y Energías Marinas por ser mi principal apoyo durante mi tiempo de investigador en formación. Su experiencia y profesionalidad ha contribuido a ampliar mi formación enormemente. Sin olvidar los buenos e inolvidables momentos que hemos pasado juntos.

También quiero agradecer a todo el personal de IHCantabria su disponibilidad y ayuda cuando la he requerido. Especialmente estoy agradecido a los compañeros del Laboratorio de Hidráulica, Costas y Offshore, por haberme permitido realizar en sus instalaciones los ensayos experimentales contenidos en esta tesis doctoral y su continua asistencia durante la ejecución de los mismos.

I would also like to thank the Renewable Energy Group at University of Exeter for the opportunity they gave me to spend a few months with them. I would like to show my gratitude for making me feel one of them from the very first day. Very special thanks to Ilie Bivol for his friendship and good moments we spent during my internship.

Me gustaría agradecer el apoyo financiero recibido por parte del Ministerio de Ciencia, Innovación y Universidades a través de su programa de Formación de Personal Investigador (BES-2014-070381) y de movilidad predoctoral para la realización de Estancias Breves (EEBB-I-17-12083) así como al proyecto VAPEO (“Influencia de la **V**Ariabilidad climática del océano sobre la **P**roducción de **E**nergía de las **O**las”, ENE2013-48716-R) asignado a dicho programa.

Por último, pero no menos importante, me gustaría agradecer a mis padres, Ángel y Rosa, y a mi hermano, Ángel, todo su apoyo, motivación, comprensión y paciencia durante estos años.

ÍNDICE

ÍNDICE DE TABLAS	XVII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIX
CAPÍTULO 0. ENGLISH SUMMARY	1
0.1 Introduction	1
0.2 Problem statement.....	2
0.3 Objectives of this thesis.....	3
0.4 Experimental modelling of mooring lines.....	4
0.5 On the importance of mooring parameters in numerical modelling.....	7
0.6 The influence of wave definition on mooring system loads of a floating offshore wind turbine.	11
0.7 Mooring system fatigue analysis of a floating offshore wind turbine.....	15
0.8 Conclusions	19
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	23
1.1 Importancia de las energías renovables en el futuro mix energético	23
1.2 Pasado y futuro del desarrollo de la eólica marina.....	23
1.3 El papel de la energía eólica flotante en el futuro mix energético	27
1.4 Principales retos tecnológicos en la comercialización de la energía eólica flotante ...	28
CAPÍTULO 2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	31
2.1 El reto del dimensionamiento del sistema de fondeo en plataformas flotantes.....	31
2.2 Sistemas de fondeo en plataformas flotantes: configuraciones y componentes.....	35
2.3 Normativas de diseño de sistemas de fondeo en plataformas flotantes.....	38
2.4 Sistemas de fondeo en plataformas flotantes: Industria del petróleo y del gas versus Industria eólica flotante.....	41
2.5 Principales retos tecnológicos en el diseño de sistemas de fondeo de plataformas eólicas flotantes	42
CAPÍTULO 3. OBJETIVOS Y ESTRUCTURA DE LA TESIS	45

3.1	Objetivos	45
3.2	Metodología	46
3.3	Organización de la tesis.....	48
CAPÍTULO 4. ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA DINÁMICA ASOCIADA A LAS LÍNEAS DE FONDEO		49
4.1	Motivación y revisión del estado del arte.....	49
4.2	Metodología	50
4.3	Descripción general de la campaña de ensayos experimentales	50
4.3.1	Descripción del modelo físico y configuración de los ensayos experimentales: sensórica y actuadores.....	51
4.3.1.1	Características del canal de oleaje-corriente	51
4.3.1.2	Descripción del modelo físico empleado	51
4.3.1.3	Configuración del modelo físico	53
4.3.1.4	Sistemas de monitorización.....	53
4.3.1.5	Actuadores y mecanismos	55
4.3.2	Descripción de los ensayos experimentales	57
4.3.2.1	Caracterización física y mecánica	57
4.3.2.2	Caracterización geotécnica.....	60
4.3.2.3	Caracterización hidrodinámica.....	62
4.4	Resultados	64
4.4.1	Movimientos impuestos	65
4.4.2	Importancia de las aceleraciones.....	74
4.4.3	Movimientos impuestos y corrientes.....	76
4.4.4	Oleaje y oleaje-corriente	78
4.4.5	Ensayos con fondo marino arenoso.....	80
4.5	Conclusiones y futuras líneas de investigación.....	84
CAPÍTULO 5. IMPORTANCIA DE LOS PARÁMETROS DEL SISTEMA DE FONDEO EN EL MODELADO NUMÉRICO		89
5.1	Motivación y revisión del estado del arte.....	89
5.2	Metodología	92

5.3	Descripción de los distintos modelos numéricos de líneas de fondeo.....	92
5.3.1	Formulación estática de una línea de fondeo	92
5.3.2	Formulación cuasi-estática de una línea de fondeo.....	94
5.3.3	Formulación dinámica de una línea de fondeo.....	97
5.3.3.1	Fuerzas internas actuantes en una línea de fondeo	98
5.3.3.2	Fuerzas externas actuantes en una línea de fondeo	99
5.3.3.3	Discretización de la ecuación de movimiento del cable.....	101
5.3.3.4	Resolución por el método de los elementos finitos	106
5.4	Validación de los modelos numéricos con ensayos experimentales	112
5.5	Importancia de los parámetros de diseño en la dinámica de la línea de fondeo.....	114
5.6	Resultados	116
5.6.1	Validación de los modelos numéricos: tensiones y movimientos	117
5.6.1.1	Tensión estática	117
5.6.1.2	Tensión dinámica y movimientos.....	117
5.6.2	Importancia de la precisión en la definición de los parámetros de modelado de una línea de fondeo	130
5.7	Conclusiones y futuras líneas de investigación.....	140
CAPÍTULO 6. INFLUENCIA DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL OLEAJE EN LAS CARGAS DEL SISTEMA DE FONDEO DE UNA PLATAFORMA EÓLICA FLOTANTE.		
	143
6.1	Motivación y revisión del estado del arte.....	143
6.2	Metodología	145
6.3	Definición de la localización objetivo: bases de datos	145
6.3.1	Bases de datos numéricas	147
6.3.2	Datos instrumentales	149
6.4	Definición de la plataforma eólica flotante: tipo de plataforma y turbina	150
6.5	Modelización numérica de la plataforma eólica flotante	153
6.5.1	Descripción del modelo numérico de la plataforma eólica flotante	153
6.5.2	Validación del modelo numérico de la plataforma eólica flotante	156
6.6	Análisis de los picos de carga del sistema de fondeo.....	163

6.7	Resultados	166
6.7.1	Definición de los estados de mar.....	166
6.7.1.1	Importancia de la historia de oleaje en la definición de estados de mar severos.....	166
6.7.1.2	Importancia de la forma espectral del oleaje: espectros sintéticos & espectros reales.....	173
6.7.2	Análisis de los picos de carga del sistema de fondeo.....	174
6.7.2.1	Importancia del modelado dinámico sobre el comportamiento de la línea de fondeo.....	174
6.7.2.2	Influencia de la historia de oleaje en las cargas	178
6.7.2.3	Influencia de la forma espectral en las cargas del sistema de fondeo	183
6.8	Conclusiones y futuras líneas de investigación.....	189
CAPÍTULO 7. EVALUACIÓN A LARGO PLAZO DEL SISTEMA DE FONDEO DE UNA PLATAFORMA EÓLICA FLOTANTE: ANÁLISIS A FATIGA		191
7.1	Motivación y revisión del estado del arte.....	191
7.2	Metodología	193
7.3	Definición de la localización objetivo. Bases de datos y técnicas de selección de datos.....	193
7.4	Definición y modelado numérico de la plataforma eólica flotante	194
7.4.1	Descripción del modelo numérico de la plataforma eólica flotante	195
7.4.2	Validación del modelo numérico de la plataforma eólica flotante.....	197
7.5	Evaluación de las dinámicas y del daño a fatiga del sistema de fondeo	202
7.6	Reconstrucción de las dinámicas a partir de la técnica de interpolación no lineal....	207
7.7	Resultados	208
7.7.1	Definición de los estados de mar.....	208
7.7.2	Reconstrucción de resultados: dinámicas de la plataforma y daño a fatiga	209
7.7.3	Incertidumbres en la evaluación del daño a fatiga	219
7.7.3.1	Selección de los estados de mar de diseño y curvas de fatiga.....	220
7.7.3.2	Influencia de la aleatoriedad de las series temporales de oleaje y viento en la evaluación del daño a fatiga	223

7.7.3.3	Efecto de la corrosión en la vida a fatiga	224
7.7.3.4	Efecto de la pretensión en la vida a fatiga	225
7.7.4	Influencia del sistema de fondeo en la producción de la turbina de viento	226
7.8	Conclusiones y futuras líneas de investigación	227
CAPÍTULO 8. CONCLUSIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN		231
BIBLIOGRAFÍA.....		237
ANEXO I. CONTRIBUCIONES CIENTÍFICAS DE ESTA TESIS DOCTORAL.....		253

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Distribución de los parques eólicos, turbinas y capacidad instalada en la Unión Europea (Fuente: Wind Europe [6])	24
Tabla 2. Distribución de los tipos de estructuras en eólica marina (unidades y porcentaje) (Fuente: Wind Europe [6])	25
Tabla 3. Proyectos pre-comerciales en Europa para los próximos 5 años	28
Tabla 4. Principales tipologías y configuraciones de sistemas de fondeo: Spread moorings	35
Tabla 5. Principales tipologías y configuraciones de sistemas de fondeo: Single point mooring	36
Tabla 6. Principales tipologías y configuraciones de sistemas de fondeo: Dynamic Positioning	37
Tabla 7. Principales tipos de anclas usados en líneas de fondeo.....	37
Tabla 8. Principales componentes que pueden formar parte de la línea de fondeo.....	38
Tabla 9. Características principales de dos plataformas flotantes: Buchan Alpha & Hywind Scotland.....	42
Tabla 10. Leyes de escala según Froude	52
Tabla 11. Propiedades geométricas y máscas de las líneas de fondeo experimentales	52
Tabla 12. Módulo elástico: laboratorio & DNV [31]	59
Tabla 13. Caracterización física y mecánica de las líneas de fondeo experimentales.....	59
Tabla 14. Plan de ensayos	62
Tabla 15. Ensayos de oleaje	63
Tabla 16. Ensayos de movimientos lineales impuestos en el fairlead.....	63
Tabla 17. Ensayos de movimientos rotacionales impuestos en el fairlead.....	64
Tabla 18. Dependencia del coeficiente de arrastre con el número de Reynolds	79
Tabla 19. Propiedades de la línea de fondeo objeto de validación.....	113
Tabla 20. Ensayos de validación: movimientos impuestos en el fairlead	113
Tabla 21. Propiedades de la línea de fondeo del modelo numérico	115
Tabla 22. Variación paramétrica de los parámetros del fondeo	116
Tabla 23. Comparación de la tensión estática entre los modelos numéricos y el modelo experimental.....	117
Tabla 24. Error (%) en la estimación de la tensión máxima entre los modelos numéricos y el modelo experimental. Ensayos de validación: Surge, Heave y Pitch.....	118

Tabla 25. Comparación entre la rigidez del prototipo y el modelo experimental	139
Tabla 26. Diferencia de tensión (%) en el fairlead con respecto al prototipo, entre el modelo experimental y el prototipo.....	140
Tabla 27. Características principales de la plataforma flotante DeepCwind [114]	150
Tabla 28. Características principales del sistema de fondeo	151
Tabla 29. Comparación de la tensión estática entre el modelo experimental y el numérico.....	156
Tabla 30. Comparación de los periodos naturales entre el modelo experimental y el numérico	156
Tabla 31. Ensayo de viento turbulento: $\mu = 13.05$, NPD. Comparación de movimientos medios entre el modelo experimental y el numérico.....	160
Tabla 32. Ensayo de viento turbulento: $\mu = 13.05$, NPD. Comparación de tensiones medias entre el modelo experimental y el numérico	160
Tabla 33. Análisis de sensibilidad para la línea de fondeo M1: porcentaje de picos de carga..	164
Tabla 34. Análisis de sensibilidad para la línea de fondeo M2: porcentaje de picos de carga..	165
Tabla 35. Características de los estados de mar seleccionados	170
Tabla 36. Parámetros metoceanicos de los diferentes estados de mar seleccionados. Parámetros objetivo.....	174
Tabla 37. Parámetros metoceanicos de los diferentes estados de mar reconstruidos para cada aproximación espectral.....	174
Tabla 38. Tensión máxima y mínima en todas las líneas de fondeo y estados de mar siguiendo el criterio de selección de picos de carga	180
Tabla 39. Tensión máxima y mínima en todas las líneas de fondeo y estados de mar siguiendo el criterio de carga máxima	181
Tabla 40. Tensión MPM de acuerdo a cada metodología, estado de mar y línea de fondeo	182
Tabla 41. Factores de dimensionamiento de cargas extremas para diferentes estrategias de operación de una turbina flotante	183
Tabla 42. Propiedades de las diferentes líneas de fondeo propuestas	194
Tabla 43. Parámetros de la curva S-N de acuerdo a DNVGL-OS-E301 [31]	203
Tabla 44. Parámetros de la curva S-N según API-RP 2SK [34]	204
Tabla 45. Propiedades mecánicas: R4S [139]	204
Tabla 46. Coeficiente de correlación de ajuste a una función GEV: sistemas de fondeo & dinámicas.....	210
Tabla 47. Selección de los estados de mar	221
Tabla 48. Porcentaje de diferencia entre el método de ciclo de vida y la matriz discreta de estados de mar según las curvas de fatiga T-N y S-N	223
Tabla 49. Factor de corrección de la tensión media. Relación: $\Delta\sigma/\Delta\sigma_0$	226

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Vindeby Offshore Wind Farm (Fuente: LM Wind Power).....	24
Figura 2. Principales tecnologías de tipo fijo en turbinas de eólica marina: monopilote, cimentación de gravedad y estructura tipo jacket (Fuente: Elaboración propia)	25
Figura 3. Principales tecnologías de tipo flotante en turbinas de eólica marina: semisumergible, TLP y spar (Fuente: Elaboración propia).....	25
Figura 4. Profundidad, a escala global, de los mares y océanos que delimitan los diferentes continentes (Fuente: NOAA [9]).....	26
Figura 5. Parque eólico flotante Hywind Scotland (Fuente: Øyvind Gravås / Woldcam-StatOil ASA)	27
Figura 6. a) Western Explorer (Fuente: PetroWiki [16]). b) Jackup (Fuente: Maersk)	32
Figura 7. a) Ocean Victory (Fuente: PetroWiki [16]). b) Deepwater Nautilus (Fuente: Society of Petroleum Engineers).....	33
Figura 8. Fallo del eslabón de una cadena en una boya debido a la flexión fuera del plano (OPB, out of plane bending) (Fuente: Rampi et al. [23]).....	34
Figura 9. Desgaste de un eslabón de cadena sometido a altas tensiones en la línea de fondeo (Fuente: Gabrielsen et al. [24])	34
Figura 10. Corrosión de los eslabones de una cadena: en la zona del anclaje (izquierda) y en el extremo superior de la línea de fondeo únicamente en contacto con agua (derecha) (Fuente: Gabrielsen et al. [25])	34
Figura 11. Metodología de trabajo planteada.....	47
Figura 12. Metodología de análisis	50
Figura 13. Vista del canal de ensayos: Canal de Oleaje-Corriente-Tsunami (COCOtsu)	51
Figura 14. Referencia a las dimensiones de la cadena	53
Figura 15. Vista en perfil y planta de la configuración de las líneas de fondeo ensayadas en laboratorio	53
Figura 16. Ubicación de la instrumentación empleada en los ensayos experimentales	54
Figura 17. a) Akamina AWP-24. b) Acoustic Doppler Velocimeters (ADV). c) Futek LSB210	54
Figura 18. Marcadores de Qualisys para la medición de los movimientos en la línea de fondeo	54
Figura 19. Movimientos de una plataforma flotante	55

Figura 20. Actuador lineal para la ejecución de los movimientos en surge y heave de las líneas de fondeo.....	56
Figura 21. Dispositivo/máquina de rotación para la ejecución de los movimientos en roll y yaw de las líneas de fondeo	56
Figura 22. Cigüeñal para la ejecución del movimiento en pitch de las líneas de fondeo.....	56
Figura 23. Curva de rigidez de las líneas de fondeo ensayadas	57
Figura 24. a) Ensayo de tracción. b) Ensayo volumétrico.....	58
Figura 25. Ensayos de tracción (Fuente: Ladicim).....	58
Figura 26. Muelles en las líneas de fondeo	59
Figura 27. Curva granulométrica de la arena.....	62
Figura 28. Ensayo de arrastre.....	62
Figura 29. Ensayos experimentales de las líneas de fondeo con lecho arenoso.....	64
Figura 30. Ensayo en surge (amplitud 75 mm periodo 1.58 s): series temporales de desplazamiento y tensión y curvas tensión-desplazamiento	65
Figura 31. Ensayo en surge (amplitud 75 mm periodo 7.91 s): series temporales de desplazamiento y tensión y curvas tensión-desplazamiento	66
Figura 32. Ensayo: Roll (0.123 rad/s). Trayectorias en los planos XY, YZ y XZ	67
Figura 33. Ensayo: Surge (amplitud 125 mm periodo 1.58 s). Trayectorias en el plano XZ.....	68
Figura 34. Ensayo: Surge (amplitud 125 mm periodo 7.91 s). Trayectorias en el plano XZ.....	68
Figura 35. Ensayo: Pitch (0.0614 rad/s). Trayectorias en el plano XZ	69
Figura 36. Ensayo: Heave (amplitud 75 mm periodo 1.26 s). Trayectorias en el plano XZ.....	69
Figura 37. Ensayo: Heave (amplitud 75 mm periodo 3.48 s). Trayectorias en el plano XZ.....	70
Figura 38. Ensayo: movimiento en surge. Energía absorbida por las líneas de fondeo	71
Figura 39. Ensayo: movimiento en heave. Energía absorbida por las líneas de fondeo	71
Figura 40. Ensayo: movimiento en surge (amplitud 0.125 m). Tensiones.....	72
Figura 41. Ensayo: movimiento en heave (amplitud 0.075 m). Tensiones	72
Figura 42. Ensayo: movimiento en heave (amplitud 0.0375 m). Tensiones	73
Figura 43. Ensayo: movimiento en heave. Energía absorbida & periodos de movimiento	73
Figura 44. Ensayos en roll y pitch: tensión máxima (T _{máx.}), mínima (T _{mín.}) y media (T _{media})	74
Figura 45. Ensayo: movimiento en surge (amplitud 0.075 m). Aceleraciones en la dirección x en los diferentes marcadores	75
Figura 46. Ensayo: movimiento en surge (amplitud 0.075 m). Aceleraciones en la dirección z en los diferentes marcadores	76
Figura 47. Ensayo: movimiento en surge (amplitud 0.075 m). Movimientos en las direcciones x-z	76

Figura 48. Ensayo: movimiento en surge con y sin corriente.	
Comparación entre la energía absorbida por las líneas de fondeo	77
Figura 49. Ensayo: movimiento en surge con y sin corriente.	
Comparación entre tensiones en el fairlead.....	77
Figura 50. Ensayo: oleaje regular e irregular. Tensiones dinámicas en el fairlead (N).....	78
Figura 51. Ensayo: oleaje regular (altura de ola 0.15 m) y corriente (0.08 m/s). Tensiones en el fairlead.....	79
Figura 52. Huellas en la arena generadas por las líneas de fondeo	80
Figura 53. Profundidad de las huellas generadas por las líneas de fondeo durante los ensayos .	80
Figura 54. Ensayo: movimiento en surge con y sin arena.	
Comparación entre la energía absorbida por las líneas de fondeo	81
Figura 55. Ensayo: movimiento en heave con y sin arena.	
Comparación entre la energía absorbida por las líneas de fondeo	81
Figura 56. Ensayo: movimiento en surge. Comparación entre las curvas tensión-desplazamiento considerando y sin considerar un fondo arenoso.....	82
Figura 57. Ensayo: movimiento en heave. Comparación entre las curvas tensión-desplazamiento considerando y sin considerar un fondo arenoso.....	82
Figura 58. Comparación de las series de tensión en surge y heave con y sin fondo arenoso.....	83
Figura 59. Ensayo: movimiento en surge con y sin arena.	
Comparación entre las tensiones en el fairlead	83
Figura 60. Ensayo: movimiento en heave con y sin arena.	
Comparación entre las tensiones en el fairlead	84
Figura 61. Metodología de análisis	92
Figura 62. Vista general de la línea de fondeo y equilibrio de una rebanada [73]	93
Figura 63. Notación original dada por [88] para la definición de la formulación analítica	95
Figura 64. Fuerzas actuantes sobre el elemento infinitesimal de cable.....	97
Figura 65. Disposición y fuerzas actuantes en la línea de fondeo en configuración catenaria .	101
Figura 66. Función base en el nodo i	103
Figura 67. Funciones de interpolación y cambio de variables del elemento i+1	104
Figura 68. Relación de transformación entre las variables.....	105
Figura 69. Esquema de integración de las fuerzas en el elemento k	107
Figura 70. Esquema de ensamblaje de la matriz en el caso de dos elementos	111
Figura 71. Calibración y validación del modelo de interacción línea de fondeo-fondo marino	115
Figura 72. Validación de la serie de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.	
Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 1.58 s)	119
Figura 73. Validación de la serie de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.	
Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 7.91 s)	119

Figura 74. Validación de la serie de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.	
Ensayo de validación: Heave (Amplitud: 75 mm, Periodo: 1.26 s)	119
Figura 75. Validación de la serie de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.	
Ensayo de validación: Pitch (Velocidad: 0.368 rad / s)	120
Figura 76. Validación de las series de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.	
Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	121
Figura 77. Validación de las series de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.	
Test: Heave (Amplitud: 75 mm)	121
Figura 78. Validación de las series de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.	
Test: Pitch (Radio: 120 mm)	122
Figura 79. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección x en el punto 2: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 1.58 s)	123
Figura 80. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección z en el punto 2: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 1.58 s)	123
Figura 81. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección x en el punto 4: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 1.58 s)	123
Figura 82. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección z en el punto 4: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 1.58 s)	124
Figura 83. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección x en el punto 2: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 7.91 s)	124
Figura 84. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección z en el punto 2: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 7.91 s)	124
Figura 85. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección x en el punto 4: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 7.91 s)	125
Figura 86. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección z en el punto 4: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 7.91 s)	125
Figura 87. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 1: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	126

Figura 88. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 1: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	126
Figura 89. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 2: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	127
Figura 90. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 2: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	127
Figura 91. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 3: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	127
Figura 92. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 3: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	128
Figura 93. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 4: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	128
Figura 94. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 4: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	128
Figura 95. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 5: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	129
Figura 96. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 5: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	129
Figura 97. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 6: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	129
Figura 98. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 6: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm)	130
Figura 99. Variación de la tensión debida al número de elementos y al amortiguamiento (β_a) considerando diferentes movimientos impuestos en surge	131
Figura 100. Variación de la tensión debida al coeficiente de arrastre considerando diferentes movimientos impuestos en surge	132
Figura 101. Variación de la tensión (%) con respecto a la configuración de referencia debida a los coeficientes de arrastre: tensión máxima (●) y tensión mínima (■)	133
Figura 102. Variación de la tensión debida al coeficiente de masa añadida y a la rigidez considerando diferentes movimientos impuestos en surge	134
Figura 103. Variación de la tensión en la línea de fondeo como consecuencia de la variación del peso lineal considerando diferentes movimientos impuestos en surge y pitch	135
Figura 104. Variación de la tensión (%) con respecto a la configuración de referencia debida al peso del fondeo: tensión máxima (●) y tensión mínima (■)	136
Figura 105. Variación de la tensión debida a la variación de los coeficientes de fricción del modelo de contacto considerando diferentes movimientos impuestos en surge	137

Figura 106. Variación de la tensión debida a la longitud y a la rigidez de la línea de fondeo considerando diferentes movimientos impuestos en surge	138
Figura 107. Variación de la tensión (%) con respecto a la configuración de referencia debida a la longitud y a la rigidez de la línea de fondeo: tensión máxima (●) y tensión mínima (■)	138
Figura 108. Comparación de la tensión en la línea de fondeo usando la rigidez experimental y la de prototipo considerando diferentes movimientos impuestos en surge	140
Figura 109. Diferentes aproximaciones numéricas [76] para estimar la dinámica de una plataforma eólica flotante	144
Figura 110. Descripción de la metodología para el análisis de picos de carga en la línea de fondeo	145
Figura 111. Localización de la plataforma eólica flotante	146
Figura 112. Régimen de oleaje (rosa izquierda) y viento (rosa derecha) en BiMEP	146
Figura 113. Transformación de Rosenblatt	148
Figura 114. Datos instrumentales: 1) boya Wavescan 2) boya Anteia	150
Figura 115. Plataforma semisumergible DeepCwind [114]	151
Figura 116. Sistema de coordenadas y notación de las diferentes líneas de fondeo (M1, M2, M3)	151
Figura 117. Respuesta de la turbina de 5 MW para diferentes velocidades de viento [115]	152
Figura 118. Funciones de transferencia cuadrática ($QTFs$) [kN/m^2]	155
Figura 119. Comparación de los ensayos de amortiguamiento entre el modelo experimental y el numérico	157
Figura 120. Ensayo de oleaje regular ($H = 7.37$ m, $T = 12.07$ s): Movimientos	157
Figura 121. Ensayo de oleaje regular ($H = 7.37$ m, $T = 12.07$ s): Tensiones	158
Figura 122. Ensayo de oleaje irregular ($H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP): Movimientos	158
Figura 123. Ensayo de oleaje irregular ($H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP): Tensiones	159
Figura 124. Ensayo de oleaje con ruido blanco ($H_s = 10.5$ m, $T_{RANGO} = 6-26$ s): Movimientos	159
Figura 125. Ensayo de oleaje con ruido blanco ($H_s = 10.5$ m, $T_{RANGO} = 6-26$ s): Tensiones ...	160
Figura 126. Oleaje operacional y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Movimientos	161
Figura 127. Oleaje operacional y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Tensiones	161
Figura 128. Oleaje operacional y viento turbulento (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $\mu = 13.05$, NPD): Movimientos	162

Figura 129. Oleaje operacional y viento turbulento (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $\mu = 13.05$, NPD): Tensiones.....	162
Figura 130. Selección de cargas de pico: umbrales τ y k	164
Figura 131. Análisis paramétrico de los parámetros n_r y K	165
Figura 132. Selección de los picos de carga en la línea de fondeo M2.....	166
Figura 133. Ajuste de la altura de ola significativa: función Lognormal	167
Figura 134. Ajuste del periodo pico: función Normal.....	168
Figura 135. Ajuste de la velocidad de viento: función Weibull	168
Figura 136. Evaluación de las condiciones metoceánicas para diferentes periodos de retorno: Contorno H_s - T_p	169
Figura 137. Evaluación de las condiciones metoceánicas para diferentes periodos de retorno: Contorno H_s - W	169
Figura 138. Parámetros para todos los casos del estado de mar 2.....	171
Figura 139. Parámetros para todos los casos del estado de mar 6.....	172
Figura 140. Historia temporal de oleaje para ciertos casos del estado de mar 6.....	172
Figura 141. Diferentes aproximaciones espectrales para cada estado de mar seleccionado	173
Figura 142. Comparación de la tensión entre el modelo cuasi-estático y el dinámico: estado de mar 6-caso 8	175
Figura 143. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 1.....	176
Figura 144. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 2.....	176
Figura 145. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 3.....	176
Figura 146. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 4.....	177
Figura 147. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 5.....	177
Figura 148. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 6.....	177
Figura 149. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 7.....	178
Figura 150. Tensión máxima y altura de ola para todos los casos del estado de mar 2	179
Figura 151. Tensión máxima y altura de ola para todos los casos del estado de mar 6	179
Figura 152. Tensión máxima y altura de ola para todos los casos del estado de mar 7	179
Figura 153. Ajuste de cargas (método 1) en la línea M2 para el estado de mar 4: empírica & GEV.....	182

Figura 154. Ajuste de cargas (método 2) en la línea M2 para el estado de mar 4: empírica & GEV.....	182
Figura 155. Comparación del espectro de cargas en todos estados de mar: M1	184
Figura 156. Comparación del espectro de cargas en todos estados de mar: M2	185
Figura 157. Comparación del espectro de cargas en todos estados de mar: M3	185
Figura 158. Comparación de la función de distribución de cargas en todos estados de mar: M1	186
Figura 159. Comparación de la función de distribución de cargas en todos estados de mar: M2	187
Figura 160. Comparación de la función de distribución de cargas en todos estados de mar: M3	187
Figura 161. Offset o desplazamiento medio en surge para cada estado de mar y aproximación de oleaje	188
Figura 162. Diferencia (%) en los percentiles de tensión entre las aproximaciones teóricas JONSWAP y los datos experimentales	189
Figura 163. Metodología para el análisis a largo plazo del sistema de fondeo	193
Figura 164. Vista en perfil de la catenaria formada por cada una de las líneas de fondeo propuestas en la Tabla 42	195
Figura 165. Empuje y coeficiente de empuje para diferentes velocidades de viento.....	196
Figura 166. Oleaje operacional y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Movimientos.....	198
Figura 167. Oleaje operacional y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Tensiones.....	198
Figura 168. Oleaje operacional y viento turbulento (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $\mu = 13.05$, NPD): Movimientos.....	199
Figura 169. Oleaje operacional y viento turbulento (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $\mu = 13.05$, NPD): Tensiones.....	199
Figura 170. Oleaje de diseño y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 10.5$ m, $T_p = 14.3$ s, $\gamma = 3.0$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Movimientos.....	200
Figura 171. Oleaje de diseño y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 10.5$ m, $T_p = 14.3$ s, $\gamma = 3.0$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Tensiones.....	200
Figura 172. Ensayo de oleaje con ruido blanco y viento constante (Oleaje: $H_s = 10.5$ m, $T_{RANGO} = 6-26$ s; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Movimientos.....	201
Figura 173. Ensayo de oleaje con ruido blanco y viento constante (Oleaje: $H_s = 10.5$ m, $T_{RANGO} = 6-26$ s; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Tensiones.....	201
Figura 174. Curva S-N de acuerdo a DNVGL-OS-E301 [31]	203
Figura 175. Curva T-N propuesta en API-RP 2SK [34]	204

Figura 176. Metodología de conteo de ciclos propuesta por [156]	206
Figura 177. Ejemplo de conteo propuesto por [156].....	207
Figura 178. Selección de estados de mar a partir del algoritmo MDA	209
Figura 179. Ajuste del movimiento de surge a una función GEV para un estado de mar severo: $H_s = 7.4$ m $T_p = 18.6$ s $\alpha = 318.2^\circ$ $W = 10.7$ m/s y $\beta = 228.2^\circ$	210
Figura 180. Ajuste del movimiento de surge a una función GEV para un estado de mar operacional: $H_s = 1.6$ m $T_p = 13.7$ s $\alpha = 314^\circ$ $W = 6.5$ m/s y $\beta = 279.7^\circ$	210
Figura 181. Comparación de movimientos en el sistema de fondeo 3: RBF & simulación.....	211
Figura 182. Comparación de las tensiones en el sistema de fondeo 3: RBF & simulación	211
Figura 183. Comparación del daño a fatiga en el sistema de fondeo 3: RBF & simulación.....	212
Figura 184. Comparación de aceleraciones en la nacelle de la turbina: RBF & simulación.....	212
Figura 185. Reconstrucción del daño a fatiga en la línea M2 del sistema de fondeo 3 en función de las características del viento y del oleaje.....	213
Figura 186. Reconstrucción del movimiento de surge en todos los tipos de sistemas de fondeo	214
Figura 187. Reconstrucción del movimiento de sway en todos los tipos de sistemas de fondeo	215
Figura 188. Reconstrucción del movimiento de heave en todos los tipos de sistemas de fondeo	215
Figura 189. Reconstrucción de la tensión en la línea M1 en todos los tipos de sistemas de fondeo.....	216
Figura 190. Reconstrucción de la tensión en la línea M2 en todos los tipos de sistemas de fondeo.....	216
Figura 191 Reconstrucción de la tensión en la línea M3 en todos los tipos de sistemas de fondeo	217
Figura 192. Reconstrucción del daño a fatiga (curva T-N) en la línea M1 en todos los tipos de sistemas de fondeo	217
Figura 193. Reconstrucción del daño a fatiga (curva T-N) la en la línea M2 en todos los tipos de sistemas de fondeo	218
Figura 194. Reconstrucción del daño a fatiga (curva T-N) en la línea M3 en todos los tipos de sistemas de fondeo	218
Figura 195. Reconstrucción de la aceleración (percentil 99 %) en la nacelle de la turbina	219
Figura 196. Resumen de los estados de mar seleccionados para reproducir las condiciones ambientales a largo plazo	222
Figura 197. Daño a fatiga para los diferentes tipos de sistemas de fondeo y curvas de fatiga..	223
Figura 198. Tiempo transcurrido hasta alcanzar el fallo por fatiga. Sistema de fondeo 2. Estado de mar: $H_s = 3.35$ m $T_p = 9.21$ s $\alpha = 316.09^\circ$ $W = 12.1$ m/s y $\beta = 328.09^\circ$	224

Figura 199. Evolución del daño a fatiga debido a la corrosión. Sistema de fondeo 2: M1.	
Estado de mar: $H_s = 3.35$ m $T_p = 9.21$ s $\alpha = 316.09^\circ$ $W = 12.1$ m/s y $\beta = 328.09^\circ$	225
Figura 200. Porcentaje de tiempo operacional bajo los diferentes umbrales de aceleración	227

CAPÍTULO 0

ENGLISH SUMMARY

Con el objetivo de cumplir con las directrices establecidas para la consecución de la mención de Doctorado Internacional recogidas en la Normativa de Estudios de Doctorado de la Universidad de Cantabria, regulada por el RD 99/2011 (Consejo de Gobierno 31/07/2018), en este Capítulo se incluye un resumen redactado en inglés de los principales resultados y de las conclusiones obtenidas con este trabajo de investigación.

0.1 Introduction

Energy production based on fossil fuels is responsible for global warming of the planet [1]. Greenhouse emissions have increased by approximately half in the last 30 years. Carbon emissions constitute 60 % of greenhouse emissions together with other gases such as methane and nitrogen dioxide [2]. Carbon emissions are accelerating climate change. Currently, ocean is absorbing more carbon emissions than it should. A recent publication by the National Oceanic and Atmospheric Administration (NOAA) has determined that ocean absorbed 34 billion tons of carbon between 1994 and 2007 that is an increase up to a factor of four, 2.6 billion tons per year, with respect to the period between the Industrial Revolution around 1800 and 1994 [3]. Energy demand is estimated to increase by more than quarter from the current situation until 2040, low carbon and natural gas technologies are expected to satisfy more than 80 % of this demand increase. Renewable energies will have a share in the energy mix of two thirds in 2040 (nowadays it is one quarter) with a huge development in photovoltaic solar and wind energy.

Wind industry has had an enormous growth in recent years motivated by the need to promote alternative energies. Offshore wind energy is expected to play an important role in the coming years. Offshore wind resource presents attractive characteristics for its exploitation. Among them, the lowest turbulence and the highest resource availability in the sea.

The offshore installed capacity worldwide was 23 361 MW in 2018 [5]. The European Union has been a pioneer in the development of offshore wind farms and currently it has an installed capacity of 18 499 MW [6]. The offshore wind farms installed in the European Union are located in a total of 11 countries (Table 1). United Kingdom is the country with the largest installed capacity with 8 183 MW representing 49 % of the capacity. The North Sea hosts 62 % of the installed capacity while the Irish Sea, the Baltic Sea and the Atlantic Ocean 15 %, 14 % and 9 %, respectively. Currently, turbines are mounted on fixed structures (99.5 %) (Figure 2) and the technology more used is the monopile (81.5 %) suitable to depths of 20 m. Gravity foundations (6.0 %), jackets (8.0 %), tripods or tripiles (4.1 %) are used in depths of up to 50 m.

Floating technologies (Figure 3) are used in deep waters. The development of these solutions is a great opportunity in countries with an important resource availability but with a deficit continental shelf (Figure 4). This technology presents a higher design complexity compared to fixed structures. Not only in terms of movements and natural periods of the platform but also in terms of stability and survival requirements. There are three types of floating offshore wind turbines (*FOWTs*) [7] [8]: semisubmersible-barge, tension leg platform (*TLP*) and spar. Most of the floating technology is in development phase. However, a limited number of prototypes have been tested at sea such as Hywind [10], Windfloat [11] and Fukushima [12]. Hywind Scotland (Figure 5) is the first commercial farm with floating wind turbines inaugurated in 2017.

European policies estimate that floating wind farms can provide between 4 and 5 GW in 2030 [13]. At least 6 pre-commercial projects will be in operation in the next 2 years and 11 in the next 5 years in Europe (Table 3). The current cost of floating wind energy in pre-commercial projects is between 180 €-200 € per MWh. This cost will be reduced to 80 €-100 € per MWh in commercial projects. The capital expenditure of a 5 MW *FOWT* can be divided into the following concepts [14]: transport and installation (3 %), hull (38 %), wind turbine and tower (51 %) and mooring system (8 %).

0.2 Problem statement

Oil and gas industry has been the forerunner of the offshore development in recent years. The experience acquired during the exploitation of oil and gas floating platforms has detected that mooring system is a potential and important failure mode in these structures. Floating structures incidents related to mooring systems are relatively frequent: 21 were reported between 2001 and 2011 [20] and 15 in Norway between 2010 and 2013 [21]. The annual probability of failure in moorings is around 0.003 [20]. Most of the failures are at fairleads, in the touch-down region in catenary moorings and connectors. The failure mechanisms are due to overloads, fatigue, manufacturing and welding defects, out of plane bending (*OPB*), wear and corrosion.

The main function of mooring system is to restrict the low frequency movements and to support the metocean loads maintaining relatively a fixed position of the floating structure ensuring its survival and stability. The main configurations of mooring systems are: spread mooring (Table 4), single point mooring (Table 5) and dynamic positioning (Table 6). The evaluation of loads in a mooring system and its compliance according to standards [31] [34] requires the use of numerical modelling tools. There are many software packages to analyse the mooring system behaviour in offshore applications. A numerical code classification in commercial, open-source and in-house is reported in [41].

The offshore wind industry takes the developed experience in the oil and gas industry for the *FOWT* design but assuming the peculiarities required by the turbines in operating conditions. Different standards have been developed to involve specific regulations for *FOWT* [7] [8]. Mooring system has the same functions in platforms for oil and wind. However, differences can be found in the design [59]. While oil platforms use many light mooring lines that provide a high reliability, safety and durability, wind platforms have few heavy mooring lines that allow a fast installation and an easy scalability. Other important aspects are the breakage resistance and the length of the line. Wind platforms are designed with a higher breakage resistance and fewer length in relation to oil platforms.

0.3 Objectives of this thesis

Nowadays, floating offshore wind technology is under development phase with the opening of the first commercial wind farms. This incipient technology, although it follows the extensive experience acquired by oil and gas industry, requires an adaptation that motivates the need to conduct research and development activities in this area. This dissertation attempts to highlight some relevant aspects related to the mooring system design in *FOWTs*.

The main objective of this thesis is to deepen the knowledge of the mooring system dynamics of a *FOWT* analysing its main failure mechanisms: extreme events and fatigue.

This dissertation provides design criteria to reduce the uncertainty associated with the mooring system in a *FOWT*. A series of partial objectives are raised to achieve the main aim. These topics have been detected as of primary importance to contribute the progress of this sector. These issues are:

- Experimental modelling of the mooring system dynamics.
- Importance of mooring design parameters on numerical modelling.
- Influence of the wave characteristics on mooring system loads of a *FOWT*.
- Long-term evaluation of the mooring system of a *FOWT*: fatigue analysis.

0.4 Experimental modelling of mooring lines

The mooring system behaviour is analysed in different lines with a catenary configuration. A catenary is the curve that a hanging chain, cable or rope shows under its own weight when it is supported only at its ends. A catenary is connected to a floating platform at a point called fairlead and an anchor at the seabed. It can be comprised of steel chain links and steel wires. However, synthetic ropes are also widely used. Catenaries are typically moored with drag embedded anchors. This configuration does not allow vertical loads so a sufficiently long line length resting on the seabed is required to avoid them.

Experimental studies of mooring line dynamics have been carried out by several researchers. Lindahl [62] investigated the behaviour of the pitch of a mooring line using a chain. Simos et al [63] continued analysing pitch behaviour, adding current effects to the mooring line dynamics using a compound line (chain and wire rope). Azcona et al [53] studied surge behaviour on a chain mooring line under harmonic response and snap loading, focusing on the shape of the line and the tension at the fairlead. Gobat et al [52] analysed the dynamics of catenary moorings in the touchdown region.

These previous investigations motivate the need to expand the experimental knowledge of the mooring dynamics. For this reason, a new experimental program is proposed. It involves tests to characterise the properties of the mooring lines, geotechnical and hydrodynamic trials. The influence of catenary weight, imposed displacements at the fairlead simulating the floating platform movements, wave-current loads and different types of sea bottom friction on the mooring systems are analysed in terms of tensions, movements and absorbed energy (force-displacement curve) by the mooring line.

Mooring line tests were performed in the wave and currents flume known as the *COCOtsu* (Figure 13). The selected scale to perform the tests was 1:40 using Froude's laws of similitude [65]. The weight of the mooring line and the inertia forces are correctly modelled using Froude's laws. However, the hydrodynamic loads due to the drag loads are not captured correctly mainly because of the Reynolds scale is not considered. The Reynolds number is too small as compared to the full scale value [66]. The characteristics of the steel chains selected for the experiments are displayed in Table 11. One of the most important parameters for catenary modelling is the weight per unit length, although there are other significant parameters such as axial stiffness and diameter. A calibrated spring was inserted in order to simulate the real stiffness of the mooring line in quasi-static situations.

A sketch of the experimental setup is shown in Figure 15. Three mooring lines are tested in each test in order to experimentally analyse the effect of mooring line weight on the dynamic performance of the line. The mooring lines were submerged in the flume and they were anchored

by means of heavy steel plate to the bottom and moored to a movable fairlead. The monitoring system employed can be seen in Figure 16. Six wave gauges are used to separate the free surface record into incident and reflected waves [67]. The water current profile is measured by five acoustic Doppler velocimeters (*ADV*s). Movements in the catenary are recorded using the underwater motion capture system, Qualisys [68]. Mooring line loads are measured using axial load cells. The load cells are installed at the fairlead position using one cell per line.

With the aim of simulating the representative movements of a floating offshore platform, three mechanisms are built. Firstly, a rotating machine is designed to describe imposed movements in roll and yaw, shown in Figure 21. This machine is an aluminum structure with three steel discs which reproduces the circular movements, roll and yaw, by placing the discs in two positions (horizontal and vertical). A crankshaft with a pulley scheme is designed to recreate the pitch movement (Figure 22). Finally, a linear actuator is used to reproduce surge and heave movements (Figure 20).

Three different set of experiments are conducted: 1) physical and mechanical experiments, 2) geotechnical experiments and 3) hydrodynamic experiments.

The mooring lines are simulated by means of chains. The physical properties are characterised by means of the following parameters: weight, stiffness and equivalent diameters. This characterisation is presented in Table 13. In addition, the restoring force for each mooring line is displayed in Figure 23.

The geotechnical characterisation is based on the Shields number criteria to represent the size of the gravel at laboratory scale [69]. The best grain size model technique attempts to maintain the inception of movement (critical Shields number) and the density in the prototype and the scale model. A scale 1:43.5 is adopted (10). The grain size distribution is shown in Figure 27. The grain mean diameter (D_{50}) is 0.13 mm which corresponds in real scale to 5.65 mm, a fine gravel. The sand bottom friction was obtained from a drag test. The obtained friction coefficient over the glass bottom surface (without sand) was 0.24, and with sand 0.7.

The hydrodynamic characterisation is performed by means of combinations between fairlead position and ocean loads. The test plan (Table 14) is divided into two types of tests: one with imposed movements at the fairlead (Table 16 and Table 17) and the other with hydrodynamic loads (wave, current, wave-current) (Table 15). In addition, the effect of sea bottom friction was also studied thanks to a sandpit included in the second half of the experiments. Some interesting conclusions about the dynamic performance of the mooring line are exposed in the next.

- The mooring line dynamics present two different behaviours depending on the movement period (Figure 30 and Figure 31): short or long. These behaviours are characterised by:

- The displacement and restoring force series are out of phase in tests with short periods. However, they are in phase for long period tests.
- The restoring force shows higher values in the shorter periods than in the larger ones.
- The restoring force time series show an extra harmonic during shorter period tests mainly due to inertial effects of the mooring line.
- Damping effects in short period tests is greater than in long period tests. Therefore, shorter periods dissipate more energy than longer ones. Although damping effects are higher for the heaviest chain in absolute terms, the least heavy mooring line is more efficient in relative terms if non-dimensional parameters are evaluated.
- The analysis of trajectories shows the same pattern in all tests. Points near the fairlead show similar movement patterns as the fairlead. Conversely, deeper point movements are practically vertical (Figure 33).
- In general, the more weight, the more amplitude and the shorter the period, the more energy absorbed by the line and higher tension. It is worth mentioning that when movement periods are short, the energy absorbed is higher, up to a certain period, after which the energy absorbed tends to decrease and there is no difference between line weight and movement period. The same effect happens with the tension. When the tension becomes practically constant it means that the acceleration is of little importance on the mooring line dynamics.
- An acceleration study (Figure 45 and Figure 46) evidenced two different regions on the dynamics of the mooring line in correspondence with the previously identified behaviours. In addition, a transition region is detected between the two regions due to the fact that the acceleration depends not only on period, but also on the amplitude of the movement.
- In order to investigate the effects of currents on the movement of a mooring line, tests with imposed movement and currents are conducted (Figure 48 and Figure 49). In general, the dissipated energy per cycle is higher in the case with current. Particularly, it increases up to 6 % in the test with the shortest period although the energy dissipation tends to be zero for long periods. With regard to tensions, the experiment confirmed that the mooring line tension increases due to current action. Differences of between 6 % and 13 % for maximum values and between 3 % and 4 % for minimum values were observed.
- Experiments keeping the static position of the catenary in presence of hydrodynamic excitation forces (waves and waves-current) were done (Figure 50). In general, the tension variations are small and the difference between the average and maximum tension is negligible. Therefore,

hydrodynamic dynamic loads per se are not the dominant factor, despite the uncertainties that can be associated with the Reynolds number.

- The effect of sea bottom is investigated comparing tests with (deformable seabed) and without (non-deformable seabed) sandy seabed. Sand footprints (Figure 52) are generated during the tests due to the mooring lines dragging over the seabed. As a consequence, these footprints increase the distance between the fairlead and the bottom and, consequently, the tension is higher in these tests. In general, the energy absorbed in tests with sand is higher than in tests without sand (Figure 54 and Figure 55). The least heavy chain is hardly influenced by the sea bottom friction because it shows less penetration into the sand. Differences of between 4 %-14 % in heave and 10 %-15 % in surge were found for dynamic periods. The energy absorbed tends to be zero for long periods in both situations. The effects of the sand bottom on the mooring line tension show a similar pattern in all the tests (Figure 58). Sand increases and decreases the value of peaks and troughs, respectively, with respect to the situation without sand. The more important differences are found in the dynamic periods, up to 11 % in maximum tension, while for other periods the average between the percentage differences between the maximum and minimum tension is 2.5 % and 0.5 % respectively in surge and 1.9 % and 1.4 % respectively in heave. However, it is noteworthy to mention that there may be slight differences in the results attributable to granulometry, compaction and the shape of the sand grains.

0.5 On the importance of mooring parameters in numerical modelling

This Section analyses the importance of mooring design parametrisation on the dynamic behaviour of mooring loads. An exhaustive sensitivity analysis is performed to evaluate the variability of mooring loads because of inaccuracies in the definition of model inputs, including physical and numerical parameters.

Different numerical models have been proposed to simulate the behaviour of mooring lines in a catenary configuration. The quasi-static approach assumes that the line is in static equilibrium at each time step, neglecting the dynamic effects. The main disadvantage of this method is the omission of the hydrodynamic forces and the inertial terms, which are important when evaluating the mooring dynamics. A more complex range of dynamic models, based on Newton's 2nd law of motion, have been developed since the first work of Walton and Polachek [74]. These may include different numerical schemes [75], such as: finite difference methods [74], lumped mass methods [53] [76] or finite element methods [77] [78] [79] [80] [81].

According to existing literature, a wide variety of dynamic codes with different numerical schemes have been developed for assessing the mooring loads. All these models have been validated based on laboratory tests to evaluate their reliability in the prediction of loads. An important source of non-linearity in moorings is due to the fluid drag. Moorings may become

slack under periodic environmental excitations. In this case, the motion of the mooring is dominated by inertia and drag forces, which can be operating in alternating taut-slack conditions. These conditions cause high tension in the mooring with risk of breakage and another additional non-linearity due to the mooring stiffness needs to be considered. Finally, Gobat and Grosenbaugh [64] noted that the touch-down region where the mooring hits the sea floor is another external force discontinuity. Despite this phenomenon, they demonstrated the accuracy of considering an elastic foundation approach to simulate the bottom interaction, even with tension discontinuities.

All the previous researches on mooring dynamics have highlighted the need for using non-linear codes to evaluate the dynamic behaviour of mooring systems after validating their results with laboratory tests. However, there are limited analyses on the different parameters involved in mooring numerical models, which may compromise their outcomes. Numerical parameters such as damping or number of elements may have an important influence on the mooring behaviour. Other parameters need to be calibrated to reliably reproduce the mooring dynamics. Friction models involve variables referred to seabed that are generally a source of uncertainty. Deformable and non-deformable seabed need to be investigated to propose representative friction parameters. Finally, other parameters present a wide range of variability as stated by standards. Drag and added mass coefficients may be limited depending on the mooring dynamics.

The aim of this Section is to evaluate the impact of each parameter involved in mooring numerical modelling on the prediction of loads. This evaluation is conducted by means of a sensitivity analysis against a comprehensive laboratory testing database. Therefore, the experimental database constitutes a benchmark to analyse not only the importance of mooring parameter variability but also the accuracy of the numerical models used in this work.

To achieve this objective, a dynamic mooring numerical code is developed and implemented. The finite element code proposed here is based on Aamo et al. [80] [81]. The new development includes some improvements such as internal damping and the seabed friction model. Two numerical schemes have been implemented to solve the equation of cable dynamics. One of them solves the complete matrix of the system, requiring a larger computational cost. The other one transforms the complete matrix into a tridiagonal matrix simplifying the system solving. To evidence the impact of the simplifications on the results, this work also makes use of other sources of results by using a quasi-static model [88] and a commercial model called Sesam from Det Norske Veritas (DNV) [43].

The quasi-static model is based on assuming the catenary equation to be stationary at each time step. To apply this model to the study of a mooring system, some assumptions must be made: horizontal seabed, the cable is in a vertical plane within the x - z plane, bending stiffness and

dynamic effects are neglected. Results are only a function of the instantaneous horizontal and vertical distances between the anchors and fairleads, and the mooring line characteristics. An iterative Newton-Raphson method is used to compute the solution at each time step.

The dynamic model analyses the mooring line as a cable by means of a one-dimensional, second order, non-linear wave equation. The hydrodynamic loads on the cable are modelled according to Morison's equation. The cable is assumed to be perfectly flexible considering the bending and torsional stiffness are negligible. This hypothesis is especially suitable when the mooring is made up of chain links. Internal forces are modelled taking into account elastic and damping forces. The external forces are evaluated considering the buoyancy force (gravity and the hydrostatic force), the components of the hydrodynamic drag forces, normal and tangential, the hydrodynamic inertial force and the seabed contact force. The motion equation is discretised in $n+1$ points ($\vec{r} = [r_0, r_1, r_2, \dots, r_{n-1}, r_n]$), where r_0 is the anchor position, fixed, and r_n is the position of the fairlead at the body, which moves with the body. The equation can be transformed into a system of $3(n+1)$ second-order ordinary differential equations (*ODEs*). Since the movement of the body is known r_n is not an unknown and can be removed from the system. The anchor is represented by r_0 , and it is assumed that it does not move, so it can also be removed from the system, resulting in a system of $3(n-1)$ second-order *ODEs*. This second-order system of *ODEs* can be transformed into a system of first-order *ODEs* with twice the number of unknowns using a simple change of variables.

The numerical model incorporates the approximation (80) to simplify the numerical implementation. This approximation simplifies the matrix of the system so the full matrix is transformed to a tridiagonal matrix. Therefore, the system of equations can be solved at each time step using the Thomas algorithm [92], which is computationally very efficient. As it was previously mentioned, this work includes two implementations: one considering and one without considering the previous approximation. The result of the second approach is a system of *ODEs* with a bounded matrix, where the system is solved using linear algebra package (*LAPACK*) routines [91] with the drawback of a larger computational cost. The resulting first-order *ODEs* system is then solved in this work using the library ordinary differential equation package (*ODEPACK*) [93]. The available methods comprise both predictor-corrector Adams method, which are recommended for non-stiff problems, and methods based on the backward differentiation formula (*BDF*), which are recommended for stiff problems. These methods use a variable time step and perform a convergence test to compute the appropriate new time interval. The tolerances applied in this work for the convergence of new time steps are very restrictive, with a relative tolerance of 10^{-7} and an absolute tolerance of 10^{-9} , to ensure the correct solution of the system.

Finally, a commercial software called Sesam is used to compare the numerical codes previously described. Sesam [43] is a package of numerical tools used to predict the interaction between waves and marine structures. It is widely used in the development and certification of offshore platforms. The simulations presented here have been performed using the following modules: GeniE for the structural design and HydroD and DeepC for the hydrodynamic analysis in the frequency domain and time domain, respectively.

The data used in this study to validate the numerical models comes from the exhaustive test campaign presented in Chapter 4. The validation is performed using the heaviest mooring chain in a catenary configuration. The properties of the mooring line are presented in Table 19. Different representative tests are selected to analyse and understand the limitations of simulation tools for the design of moorings (Table 20). The study is focused on 2D movements: surge, heave and pitch. A set of tests are also reproduced with a sandy bed in order to evaluate the friction parameters in the different codes.

The ability of the numerical models to reproduce the mooring behaviour in terms of tensions and movements is evaluated for tests proposed in Table 20. In general, a good accuracy is achieved between the numerical and experimental results. Dynamic models evidence a good estimation of tensions and movements except in snap conditions where differences of up to 23 % are detected. The quasi-static model is only a good estimation of mooring loads when the energy dissipated by the hysteresis cycle is essentially negligible.

A representative definition of the parameters involved in the prototype mooring system is required to obtain accurate design results. The numerical characteristics of the mooring line can be determined by means of 16 variables: ρ_0 , ρ_c , ρ_w , E , A , L , β_a , g , d , C_{DN} , C_{DT} , C_I , K_G , K_B , K_μ , discretisation elements (see Chapter 5). The characterisation of each variable can be achieved through a direct measurement (ρ_0 , L), assuming universally accepted values (ρ_c , ρ_w , g), from calibration or direct measurement by means of tests (E , A , d , K_G , K_B , K_μ) and using guidelines or good practise standards (β_a , C_{DN} , C_{DT} , C_I , discretisation elements).

After a detailed calibration and characterisation of the experimental mooring line (Table 21), a sensitivity study is performed to determine the most significant mooring parameters over the numerical outcomes, using laboratory tests as a reference. The analysis is conducted in a manner where the target mooring parameter changes according to a percentage from a reference value, while the other parameters remain constant according to Table 21. The impact of the following parameters on the tension at the fairlead is investigated: mooring line discretisation, structural damping, drag coefficient, hydrodynamic mass coefficient, stiffness, weight-diameter, friction coefficients, and length. The range of variation used for each parameter in this study is shown in Table 22. The main conclusions are exposed in the next.

Regarding the number of elements to solve the mooring dynamics equation based on the finite element method (*FEM*), values from nineteen elements show a good correlation with the experimental load results with differences below of 2.5 %. Damping forces are evaluated considering a damping coefficient. The damping coefficient contributes to the numerical stability and, according to the experimental tests, the best fit is achieved with coefficients between 1 ‰ and 2 ‰.

The importance of different parameters related to the forces on the mooring are also investigated. The type of seabed (rigid or deformable) has relevance in the determination of friction coefficients. However, once the type of seabed is known, the variability in the friction coefficients have a minor importance on the mooring system response in consonance with the simulated cases. The impact of the inertial force on the dynamics is evaluated considering different hydrodynamic mass coefficients. The results show that inertial effects are negligible. In contrast, drag forces present an appreciable influence in the dynamic movement tests. In particular, variations in the reference drag coefficient below 50 % can generate differences of up to 30 % on mooring loads. Since the mooring weight depends on the diameter, the influence of the weight and diameter on the dynamics is jointly analysed. The results reveal that the weight-diameter has influence over moorings independent of the movement characteristics. Discrepancies of 10 % with respect to the reference weight-diameter show differences below 11 % on loads. Simulations show a considerable sensitivity by small variations of length. Variations lower than 1 % generate loads of up to twice the experimental loads. In general, the mooring stiffness has a secondary role with respect to the weight. Nonetheless, it plays a key role in the snap events. In these situations, it completely governs the mooring behaviour. The importance in stiffness during snap events is analysed considering the prototype and experimental model. Load differences of up to 19 % are obtained when the two stiffness are compared.

0.6 The influence of wave definition on mooring system loads of a floating offshore wind turbine

Traditionally, the design of mooring lines for floating structures is based on considering several limit states [31] [96]: ultimate (*ULS*), accidental (*ALS*), fatigue (*FLS*) and service (*SLS*). The *ULS* and *FLS* contribute to determining the mooring line resistance required to withstand extreme environmental loads and the accumulated load cycles over a given lifetime of a structure. The *ALS* refers to events of accidental damage and evaluates the resistance of a mooring system after damage has happened. The *SLS* represents the requirement that structure be able to meet its service criteria.

This Section focuses on the design of extreme loads (*ULS*) on the mooring lines of a *FOWT*. This topic has been investigated for other researchers. Thus, the evaluation of the mooring loads

according to *IEC 61400-3* [55] was reported in [103], and different formulations have been proposed to characterise the extreme mooring tensions due to snap loads [102]. The effects of environmental conditions on peak mooring loads were evaluated for marine energy converters through field tests in [127]. Notwithstanding previous studies, none of them have not clearly demonstrated the influence of wave time history or real-sea wave spectra in the evaluation of extreme loads as key factors for a safe mooring design.

The innovation of this work is to explore the role of wave spectral characteristics and wave time history on the estimation of mooring loads on *FOWT*. Wave definitions can be described in the time domain or frequency domain. A particular sea state can be defined by multiple free surface temporal series each one with a different wave groupiness distribution in the time domain. This study analyses the design load through two statistical techniques: the selection of peak loads and the maximum local. Additionally, safety factors are proposed to quantify the uncertainty associated with wave history. From the frequency domain point of view, the wave description is achieved by means of a theoretical spectrum such as a *JONSWAP* (Joint North Sea Wave Project) or Pierson-Moskowitz. However, this assumption can generate wave energy distribution uncertainties in comparison with real-sea wave spectra in the target location. Theoretical spectra concentrate wave energy around one peak, but the wave energy may be distributed over multiple peaks. The different wave energy distribution in the spectrum is evaluated comparing theoretical and buoy measurements to estimate the variability of peak loads on mooring system.

A methodology involving numerical models of mooring systems is implemented to evaluate the variability of peak loads as a consequence of different wave definitions. Loads on a mooring system are analysed according to two different sources of uncertainty associated with waves: 1) wave time history characterised by the presence of different wave groupiness and 2) wave spectrum shape.

The method developed to evaluate loads on a mooring system considering (i) site conditions, (ii) sea states, (iii) platform design criteria, (iv) numerical model approach, and (v) peak load assessment of the mooring system.

The location selected for this study is the Biscay Marine Energy Platform (*BiMEP*) (-2.894° , 43.563°), an area off Armintza in the Basque Coast (North of Spain) (Figure 111). This location is characterised by a predominant regime of waves coming from the north-west direction with an average significant wave height of 1.7 m, maximum values of approximately 9 m, and periods between 8 and 12 s. The average wind speed is 7 m/s, and winds generally come from the west, south and east, with the strongest winds blowing westward at a velocity of over 20 m/s (Figure 112) [104] [105].

Sea states are defined by combining metocean hindcast and instrumental data. The first one is based on the application of inverse first-order reliability method (*i-FORM*) described in [100] [101] making use of numerical databases of wind and waves [106] [111]. The objective of this first selection method is to study the variability of the loads of the mooring lines based on a theoretical spectrum (*JONSWAP*) using random seedings on the wave time series reconstruction to obtain different distributions of wave groupiness. The goal of the second selection method is to analyse the variability of the loads on the mooring lines by comparing the theoretical and observed spectra. Two different sources of observations are used in this work: 1) the Wavescan buoy and 2) the Anteia buoy. The Wavescan buoy provides the wind characteristics and the Anteia buoy the wave spectral data.

A set of seven sea states is selected (Table 35) according to the offshore standard *DNV-OS-J101* [128] with a 50 year return period. Four wind velocities are simulated in response to cases with single generator-torque control (7.93 m/s), single blade-pitch control (16.08 m/s and 25.69 m/s) and intermediate situations (11.93 m/s). The concomitant wave heights with these velocities are obtained from the environmental contour built with *i-FORM* technique (Figure 136 and Figure 137) considering cases with short and long periods. In addition, the case involving a higher wave height is also selected. Twenty cases or iterations for each sea state are generated using a *JONSWAP* spectrum with gamma 3.3 to investigate the effect of wave groupiness on the loads on the mooring lines. The same wind velocity time series is used in all cases to capture the importance of the wave history.

Four sea states (Figure 141) are selected taking into account the shape of the spectrum from the database of the Anteia buoy. Two are swell sea states, one is a wind sea state and the last is a calm sea state. The influence of the spectra definition on the mooring line loads is analysed using the buoy experimental spectrum, the *JONSWAP* spectrum with gamma 3.3 and the *JONSWAP* with the best gamma fit. The Wavescan buoy provides the wind velocity concomitant with the selected sea states at 90 meters over the surface.

The *FOWT* under investigation is the DeepCwind semisubmersible platform [114] (Figure 115). The platform has three columns with heave plates and a fourth central column where a 5 MW wind turbine [115] from the National Renewable Energy Laboratory (*NREL*) is mounted. Station keeping is provided by three catenary chain moorings. The most important features of this platform and its mooring system with respect to sea water level (*SWL*) and centre of mass (*CM*) are shown in Table 27 and Table 28, respectively.

The numerical model approach is built by coupling three different models corresponding to the hydrodynamic, aerodynamic and mooring systems. The hydrodynamic model is focused on describing the global response (movements and rotations) of the platform. The mooring model

analyses the evolution of the forces on the mooring lines that are applied over the floating platform. The aerodynamic model examines the velocity of rotation of the wind turbine, which provides forces and momenta over the floating platform. The three models are coupled and solved under a unique system of equations providing information at each time step.

The hydrodynamic model solves the Cummins' equation [120], a second-order ordinary differential equation with a convolution integral applied to solve the radiation problem (92). The hydrodynamic forces are evaluated considering the first and second order wave excitation [121] [122] [123] [124]. The transfer functions as well as the hydrodynamic matrices are calculated by *ANSYS AQWA* [42], and transfer into the time domain is performed using an in-house numerical code.

The aerodynamic model used [125] [126] is based on blade element momentum theory (*BEMT*). Each blade is discretised into separate elements with different physical and aerodynamic properties. The relative velocity of each element is calculated at each time step. The angle of attack can then be obtained, providing the lift and drag coefficients over the element and the normal and tangential components of the force. The rotor torque and forces and momenta of the wind turbine over the floating platform are obtained by integrating the forces computed at each element of the blades. A control system, variable in pitch and velocity, is implemented as part of the *BEMT* model, which provides the generator torque and the pitch of each blade.

The mooring line behaviour is analysed using two different approaches: a quasi-static model and a dynamic model (see Chapter 4).

The numerical model is validated against laboratory tests performed by the Maritime Research Institute Netherlands (*MARIN*) in 2013 and published in the context of the OC5 Project [97] [98]. A complete calibration-validation is performed based on results pertaining to static tension, decay tests and regular and irregular waves with and without wind. The results are validated along the zero degrees direction comparing the movements (surge, heave and pitch) in the platform and the tension on the mooring lines (Figure 119 to Figure 129). The agreement between the code and laboratory tests in terms of movements and tensions is very good. The linear and non-linear damping are calibrated by a superposition of decay tests between the numerical model and laboratory tests. The comparison of natural periods show an accuracy close to 100 % between the code and the experimental results. Regular wave tests are predicted in terms of the platform movements and tensions on the mooring lines in the region of 95 %. Similar discrepancies reported in [76] are obtained with respect to movements with irregular waves. These discrepancies are attributed to the influence of the different approaches adopted in the hydrodynamic models. For this reason, the model does not capture the low-frequency energy in surge properly. However, the load results on the mooring lines are more than acceptable, as

demonstrated by the comparison of the load time series and the spectra (Figure 127 and Figure 129) to the purpose of this work.

Two methods have been considered to evaluate peak loads in mooring line. On the one hand, selecting to the maximum load event and, on the other, following the load peak detection methodology proposed by [127]. This methodology (Figure 130) involves to use two threshold parameters. One related to the mean tension and another to the standard score of the load.

The influence of wave history on the peak loads is analysed using a dynamic and quasi-static model for the seven sea states proposed. The behaviour between both analyses is very different not only in force magnitude but also energy. In general, the quasi-static model does not properly capture peak loads and underestimates the spectral energy. Mean load differences of approximately 5 % are found although the highest discrepancies are obtained for maximum parameters in the region of 70 %. Extreme loads are underestimated by the quasi-static model with respect to the dynamic model.

The importance of wave time history is evaluated from 20 iterations for each sea state selected using a dynamic numerical model. Differences of up to 78 % and 58 % are detected in maximum loads on the most loaded mooring line using the load peak detection methodology and the maximum load criterion, respectively (Table 38 and Table 39). In addition, it is proved that the maximum tension discrepancies are directly related to the distribution of wave groupiness and not to the maximum wave height. These differences motivate the use of statistical techniques to determinate the load design (Table 40). However, this method may be very demanding for initial mooring designs. For this reason, design factors (Table 41) are proposed taking into account the different operational strategies of wind turbine and the variability due to wave history.

The influence of spectral shape on mooring loads is evaluated comparing the real spectra to the theoretical spectra. In general, the main load frequencies are properly captures by both approaches. However, some discrepancies in the load magnitude are found. In general, these differences are below 4 % although in some cases can reach 12 %. Therefore, it is advisable to evaluate the mooring system behaviour using the metocean conditions at target location.

0.7 Mooring system fatigue analysis of a floating offshore wind turbine

One of the engineering challenges for the development of commercial floating offshore wind farms is the evaluation of mooring fatigue damage. Mooring systems are continually subjected to cyclical loads caused by the randomness of metocean conditions that could lead to the failure of the station keeping system. This Section is focused on the analysis of fatigue loads (*FLS*) on the mooring lines of a *FOWT*. Fatigue damage can be evaluated by means of either an *S-N* or a *T-N* curve. These curves relate a constant stress (*S*) or tension (*T*) range with the maximum number of

cycles until component failure (N). Numerous investigations have been conducted since the 1980s to understand the fatigue failure mechanism of offshore mooring chains. Building on prior research on this topic, van Helvoirt [130] described an experimental test campaign related to the static and fatigue strength of stud-link chains and connecting links under high load cycles in the marine environment. Lereim [131] presented a complete study of chain reliability and he proposed an S - N curve for chain links based on a fatigue crack propagation analysis for a corrosive environment assuming different initial surface crack depths. The American Petroleum Institute (*API*) [132] proposed a standard based on a normalised tension range to define the fatigue lifetime for each mooring component. Different T - N curves are defined according to floating offshore structure experiments. Later, Det Norske Veritas (*DNV*) [133] published different design S - N curves to estimate the fatigue life. These two standards are widely used as references for fatigue design by industry and researchers [134] [135] [136]. As has been shown, early investigations have been focused on building fatigue damage curves to allow a safe mooring design. The mooring integrity management is a current topic among researchers and engineers. Issues such as residual stress [137], anomalous loading modes [23] or corrosion [25] are receiving increased awareness by the offshore industry.

As seen in the previous literature review, a complete analysis of the different mechanisms that induce mooring fatigue already has been carried out. However, there are significantly less investigations of long-term fatigue performance evaluation. Traditionally, a set of environmental states is chosen to discretise the long-term environmental conditions (occurrence matrix) [31] [34] but this selection may affect the fatigue life of mooring chains of *FOWTs*.

An innovative methodology is presented for the assessment of *FOWT* mooring system fatigue considering the full lifetime of the structure. The method integrates (i) the impact of the life-cycle metocean conditions, (ii) the coupling between hydrodynamics, aerodynamics and mooring system performance, as well as commonly accepted (iii) fatigue approaches, combined with selection techniques and non-linear data interpolation.

The location selected for this study is the *BiMEP* test site. A period of 30 years (1985-2015) is taken as the floating structure life-cycle which results in a total of 271 728 one-hour sea states provided by numerical databases [106] [111]. Sea states are defined by 5 variables: wind speed, wind direction, significant wave height, peak period and wave direction.

The DeepCwind semisubmersible platform [114] with a 5 MW wind turbine [115] is considered in this work and six mooring systems made up an *R4S* studless chain (Table 42) are proposed to determinate the most appropriate design to this location.

The maximum dissimilarity selection technique is applied to the 30 year long *BiMEP* metocean hourly time series. The maximum dissimilarity algorithm [99] is applied to reduce the

large data amounts provided by metocean databases into a representative subset maintaining the variability of the original data. The dissimilarity is evaluated by means of the Euclidean-Circular norm. Based on a preliminary sensitivity analysis, the number of sea states selected is 1 000 to represent the long-term mooring behaviour.

The *FOWT* numerical model is built by coupling a hydrodynamic, an aerodynamic and a mooring model. The hydrodynamic model and the dynamic mooring model are exactly the same previously described in Section 6. The main difference with respect to the numerical model exposed in Section 6 is the aerodynamic model. Normally, aerodynamic forces are estimated through blade element momentum theory [126]. However, fatigue analysis requires a huge number of simulations to characterise properly the mooring damage. A simplification of the aerodynamic model is implemented here in order to reduce the computational cost but retaining a sufficient level of accuracy in the estimation of wind forces. The aerodynamic model calculates the thrust force by means of a thrust coefficient defined for different relative wind speeds seen by the rotor [117] [141]. The thrust and thrust coefficients (Figure 165) are obtained from simulations made with *FAST* [142] considering a rigid tower and constant and turbulent wind speeds. Comparing the thrust force provided by constant and turbulent wind, it is observed an important discrepancy in the thrust estimation is found between 9.5 m/s and 12.5 m/s that is higher for constant speeds. No substantial discrepancies appear outside this range of simulated speeds. The thrust curves have been calculated using a conventional pitch controller and they can introduce a negative damping at the pitch natural frequency [143]. For this reason, a filter is implemented to remove the contribution of the pitch natural frequency.

A validation of this new numerical model is performed against experimental tests previously presented in Section 6 because the aerodynamic module is now based on a look-up table of thrust coefficients and not on the blade element momentum theory. The results of this new validation for wind and irregular waves are presented in Figure 166 through Figure 173 considering three approaches: the blade element momentum theory, the thrust coefficients for constant wind speed and the thrust coefficients for turbulent wind speed. In general, the agreement between the different numerical approaches and the experimental test results is very good. In this work, the quasi-dynamic approach is selected to estimate wind forces.

The most accurate method to estimate the mooring fatigue response is a dynamic analysis in the time domain [34] where all nonlinearities and dynamics are captured. The main disadvantage of this method is the excessive computational cost. A fatigue criterion based on crack initiation is adopted in this work. Cumulative fatigue damage is evaluated through *S-N* [31] and *T-N* approaches [34]. The *S-N* and *T-N* curves are presented for regular stress/tension ranges. However, the mooring response is irregular due to the randomness of metocean loads. Hence, a

conversion of tension/stress time histories to effective cycles is required to evaluate the fatigue damage through the $S-N$ and $T-N$ curves. Fatigue damage is determined making use of Palmgren-Miner's rule [147] [148] in connection with the rainflow counting method proposed by [156].

Once the fatigue damage and dynamics have been evaluated for the selected subset of metocean data (1 000 sea states), it is possible to rebuilt results for the full lifetime in the original set of metocean conditions by means of a non-linear interpolation technique called radial basis function (*RBF*) [158]. The long-term *FOWT* analysed variables are platform movements (surge, sway and heave), mooring system tensions, mooring fatigue damage and nacelle acceleration. A validation of the non-linear interpolation technique is conducted through the selection of 225 additional sea states. The response to these additional sea states is predicted by means of the non-linear interpolation (*RBF*) and the numerical simulation. A good correlation is obtained between two approaches (Figure 181 to Figure 184).

The developed method allows capturing the relevance and contribution of directionality to fatigue damage and selection of a suitable mooring system to the prevailing metocean conditions. In consonance with the obtained results (Figure 186 to Figure 195), the most appropriate mooring system (Table 42) has a weight approximately of 300 kg/m.

The proposed methodology evaluates the fatigue damage taking into account all life-cycle sea states and eliminates possible uncertainty in the discrete selection of long-term sea states proposed by the standards [31] [34]. The comparison between both approaches evidences that the discrete selection underestimates the fatigue damage (Table 48). Mean percentage differences between 13 % and 49 % are obtained comparing both approaches using the $S-N$ and $T-N$ curves. However, it should be noted that the discrete selection results can change depending on selected sea states. Here, a reasonable selection is applied taking into account that fatigue is a long-term process. The consideration of all sea states during the *FOWT* life-cycle could contribute to a reduction in the fatigue safety factors proposed by standards, although with a certain conservatism due to the fatigue process complexity in mooring made up of chains where other phenomena should be contemplated such as the randomness of wave and wind time series, anomalous loading modes (*OPB*, out of plane bending), corrosion, mean tension effects or residual stress from chain manufacturing. A sensitivity analysis to some key fatigue parameters is also conducted in this work. In particular, the wave and wind randomness, corrosion and mean tension effects are evaluated in this research. The wave and wind randomness is analysed for an operational sea state with the turbine working close to the rated wind speed. Twenty cases are proposed to evaluate the time series statistical uncertainty. The lifetime until fatigue failure evidences a difference among all cases of around four years for the mooring lines with the greatest loading. Corrosion is a complex degradation process of the physical and mechanical properties of moorings. Fatigue

damage could increase up to a factor of two between the initial state and the elapsed life-cycle considering a degradation ratio of 0.2 mm/year according to the results presented. Finally, mooring pretension is another important source of uncertainty in the evaluation of fatigue damage. Its effect can be evaluated by means of different formulations proposed in the fatigue theory [159] [160]. The different approaches show an increase of up to 20 % in the stress amplitude used to estimate the fatigue damage.

0.8 Conclusions

The aim of this dissertation is to deepen the knowledge of dynamics, analyse the main failure mechanisms and provide design criteria in mooring systems of *FOWTs*. Next, the main conclusions of this work are presented making a qualitative summary because the quantitative conclusions have been included in the conclusions of each Chapter.

The offshore wind energy position in the energy mix and its future is described in Chapter 1. Currently, the strong development of this technology has mainly been concentrated in shallow and intermediate waters where fixed structures can be installed with a higher technical and economic viability. Most of these structures are located in the North Sea due to its physical characteristics. However, wind industry has begun to move towards deeper waters for several reasons, among them, the higher wind quality (less turbulence and more availability) and the limited number of locations with shallow and intermediate waters. The higher challenge of obtaining wind energy in deep waters is the technology change, moving from using fixed technology to floating technology. The first floating wind farm, Hywind Scotland, has been an important advance in the industry and a higher growth forecast of these farms is expected in the coming years until reaching an installed capacity between 4 and 5 GW in 2030 .

Mooring system is identified as a key element in the *FOWT* development in Chapter 2. Not only because of its contribution to the stability and survival of the platform, but also because of its share in the total cost of the floating structure. The *FOWT* design has taken as a model the experience acquired by the oil and gas industry in the last fifty years. However, the mooring system design in each industry has followed different philosophies. While the oil industry prefers designs with numerous light mooring lines, the wind industry uses few heavy lines. For this reason and the *FOWT* particularities, new specific standards for this technology have been published. New trends indicate that the new wind farms will be located further and further away from the coast and a higher depth using a greater power of turbines. Mooring system design will play an important role in future wind developments.

The objectives of this dissertation are established in Chapter 3 in response to the challenges identified in Chapter 1 and 2. Specifically, different issues related to mooring systems are identified as potentially important for the future *FOWT* development: 1) Experimental modelling

of the mooring system dynamics. 2) Importance of mooring design parameters on numerical modelling. 3) Influence of the wave characteristics on mooring system loads of a *FOWT*. 4) Long-term evaluation of the mooring system of a *FOWT*: fatigue analysis.

An experimental campaign carried out on mooring lines with different weights in a catenary configuration is described in Chapter 4. The tension at the fairlead, the movements and the absorbed energy by the line are identified as the main parameters to define mooring behaviour. After a physical and mechanical characterisation of the mooring line, its behaviour is analysed under different real operating conditions including metocean loads (waves, currents, waves-currents) and imposed movements by the floating platform. In addition, the effect of the seabed on the mooring dynamics is analysed considering a non-deformable seabed, assimilated to a rocky floor, and a deformable seabed, typical of a sandy bed. The results show that the mooring line response is more severe in lines with higher weight and imposed movements with higher amplitude and shorter period. In addition, this behaviour is more pronounced in the presence of a sandy seabed. In general, the weight dominates the dynamic behaviour except in snap events where the behaviour is governed by the stiffness of the mooring line. Based on the analysis of accelerations recorded in the mooring, two work regimes are identified: one dynamic and another quasi-static. The first one is characterised because the maximum tensions are out of phase with respect to the maximum amplitudes while in the second they are in phase. Therefore, the maximum tension does not always correspond to maximum displacement of the floating platform. The results also show that, although the heaviest mooring line has a higher damping, a more efficient mooring behaviour is achieved with a larger number of mooring lines but light. Finally, the results of metocean tests had a limited impact on the mooring dynamics.

A parametric analysis of the influence of mooring design variables on the dynamic behaviour is conducted in Chapter 5. From the validation of different numerical modelling schemes (quasi-static and dynamic), the impact of each design parameter on the dynamics is evaluated. Numerical, hydrodynamic and physical-mechanical parameters are analysed. The numerical parameters with the most influence on the mooring behaviour are the number of elements and the damping coefficient. According to the results obtained, the most accurate results are obtained for elements length around 0.5 m and a damping coefficient in the range between 1 ‰ and 2 ‰. The physical-mechanical parameters analysed are the weight, the diameter, the length, the stiffness and the type of seabed. The results show a significant dependence of weight and diameter on the behaviour of the mooring line and an important sensitivity with respect to length. As in experimental modelling, stiffness plays a fundamental role in moorings in the presence of snap events. The variability of friction parameters does not have a great impact on the mooring line if the type of seabed is known. Finally, the hydrodynamic parameters analysed are the inertial force

and the drag force. The inertial force has a limited impact on the dynamics while the drag force presents a relevant influence, especially in the face of high frequency movements.

A methodology to evaluate the influence of waves description on mooring loads is described in Chapter 6. A coupled model of *FOWT* incorporating hydrodynamics, aerodynamics and mooring interaction is implemented and validated with laboratory tests. The description of the waves can be done in time domain or frequency domain. A certain sea state can be represented by multiple waves time histories with different groupiness in time domain. Energy associated with each wave frequency, distributed according to theoretical spectra, may not be representative of buoy measurements in the frequency domain. In this Chapter, the mooring load uncertainty associated with both phenomena is quantified. The uncertainty associated with the wave history is analysed from a selection of representative sea states (*ULS*), taking into account the different operating conditions of the floating turbine (pitch and torque control) by means of the *i-FORM* technique. Results show an important load variability of up to 70 %. Statistical techniques are essential to determine the design load of moorings. In addition, another relevant conclusion related to the characteristics of the waves is obtained: the maximum mooring tension is not reached for the maximum wave height. The statistical methodology is quite demanding in terms of resources and may be excessive for initial mooring designs. For this reason, a series of design coefficients are proposed as a first approximation to obtain the mooring extreme load considering the effect of wave history and the operation regime of the wind turbine. Finally, the uncertainty associated with the distribution of wave energy by frequencies on mooring loads is analysed by comparing of an experimental spectra measured by buoys and different theoretical spectra. In general, results show load differences below 4 % between both approaches although they can reach up 12 %.

A methodology is developed to evaluate the long-term mooring behaviour in a *FOWT* in Chapter 7. Fatigue damage is the main mode of failure on moorings in the long term. The proposed methodology integrates different aspects: the impact of metocean conditions during the lifetime of the floating structure; the coupling of hydrodynamic, aerodynamic and mooring models; the most consolidated theories of fatigue damage estimation; and data selection and interpolation techniques. This methodology allows selecting the most appropriate mooring to a specific maritime location and achieving an accurate definition of fatigue damage. This methodology is compared with the proposed by standards based on the selection of a discrete number of sea states representative of the long term. Significant differences are found between both approaches of up to almost 50 %. These results suggest the importance of waves and wind directionality on the mooring definition of a *FOWT* in comparing with a traditional oil platform. Finally, the importance of other processes on fatigue damage, such as the randomness of waves and wind time series, corrosion and mooring pretension is evaluated and quantified.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Importancia de las energías renovables en el futuro mix energético

La producción de energía basada en combustibles fósiles es la gran responsable del calentamiento global del planeta [1]. Las emisiones de gases efecto invernadero han aumentado en aproximadamente un 50 % en los últimos 30 años, representando las emisiones de carbono el 60 % de los gases efecto invernadero junto con cantidades significativas de otros gases como el metano y el dióxido de nitrógeno [2]. Las emisiones de carbono son las responsables de la aceleración del cambio climático. El océano absorbió 34 mil millones de toneladas de carbono procedentes de la quema de combustibles fósiles entre 1994 y 2007, lo que supone un aumento de cuatro veces, 2.6 mil millones de toneladas por año, con respecto al periodo comprendido entre la Revolución Industrial (1800) y el año 1994 [3]. Un desarrollo energético sostenible debe limitar el uso de combustibles fósiles para evitar sus potenciales efectos perjudiciales sobre el medio ambiente y sustituirlos, de forma progresiva, por fuentes de energía renovable. Dado que se estima que la demanda de energía global aumente en más de un 25 % con respecto a la actual hasta 2040, se prevé que las tecnologías de bajas emisiones de carbono y el gas natural satisfagan más del 80 % de este aumento de la demanda [4]. En el caso particular de las energías de carácter renovable, se estima que tendrán una participación en el mix energético de dos tercios en 2040, siendo actualmente de un cuarto, con un aumento considerable de la energía solar fotovoltaica y eólica [4].

1.2 Pasado y futuro del desarrollo de la eólica marina

La industria eólica ha experimentado un enorme crecimiento en los últimos años motivada por la necesidad de potenciar energías alternativas a los combustibles fósiles. En particular, se espera que la energía eólica marina tenga un importante papel en los próximos años. El recurso eólico en alta mar presenta una serie de características que hacen que sea atractiva su explotación, a pesar de encontrarse en este medio tan hostil. Entre ellas, se pueden citar la menor turbulencia y la mayor disponibilidad de viento que hacen posible obtener un mayor rendimiento energético a la vez que se limita la contaminación visual y el ruido en las poblaciones cercanas.

La capacidad total instalada en todo el mundo fue de 23 361 MW en 2018. No obstante, la mayor parte de los parques eólicos se localizan en la Unión Europea y tan sólo 4 862 MW se encuentran instalados fuera de ella [5]. La Unión Europea ha sido pionera en el desarrollo de parques eólicos marinos y actualmente cuenta con una capacidad instalada de 18 499 MW en 2018 [6]. El primer parque eólico se puso en funcionamiento en 1991, el Vindeby Offshore Wind Farm (Figura 1), compuesto por 11 aerogeneradores de una potencia de 450 kW cada uno instalados sobre estructuras de tipo monopilote ubicados en la costa de Dinamarca. Este parque finalizó su actividad en 2016 y fue la base del desarrollo actual.



Figura 1. Vindeby Offshore Wind Farm (Fuente: LM Wind Power).

Los diferentes parques eólicos marinos instalados en la Unión Europea se localizan en un total de 11 países (Tabla 1) [6]. El Reino Unido es actualmente el país con mayor capacidad instalada con un total de 8 183 MW, representando el 49 % de la capacidad total. El Mar del Norte aloja el 62 % de la capacidad instalada mientras que el Mar de Irlanda, el Mar Báltico y el Océano Atlántico el 15 %, 14 % y 9 %, respectivamente.

Tabla 1. Distribución de los parques eólicos, turbinas y capacidad instalada en la Unión Europea (Fuente: Wind Europe [6]).

PAÍS	Nº DE PARQUES EÓLICOS	Nº DE TURBINAS CONECTADAS	CAPACIDAD INSTALADA (MW)
Reino Unido	39	1 975	8 183
Alemania	25	1 305	6 380
Dinamarca	14	514	1 329
Bélgica	7	274	1 186
Holanda	6	365	1 118
Suecia	4	79	192
Finlandia	3	19	71
Irlanda	1	7	25
España	2	2	10
Noruega	1	1	2
Francia	2	2	2
Total	105	4 543	18 499

Actualmente, la mayor parte de las turbinas instaladas en la Unión Europea utilizan estructuras de tipo fijo (99.5 %) y, más concretamente, la tecnología basada en monopilotes (81.5 %). No obstante, existen otras tecnologías fijas de uso frecuente como son las cimentaciones de gravedad (6.0 %), las estructuras tipo jacket (8.0 %) y los trípodos o tripilas (4.1 %). Las estructuras de tipo fijo (Figura 2) son competitivas hasta profundidades máximas de 50 m a partir de la cual comienzan a emplearse tecnologías de tipo flotante (Figura 3).

*Tabla 2. Distribución de los tipos de estructuras en eólica marina (unidades y porcentaje)
(Fuente: Wind Europe [6]).*

Monopilotes	Gravedad	Jacket	Trípode	Tripila	Spar	Semisumergible	Barcaza	Otras
4 105	301	403	126	80	6	2	1	16
81.5	6.0	8.0	2.5	1.6	0.1	0.0	0.0	0.3

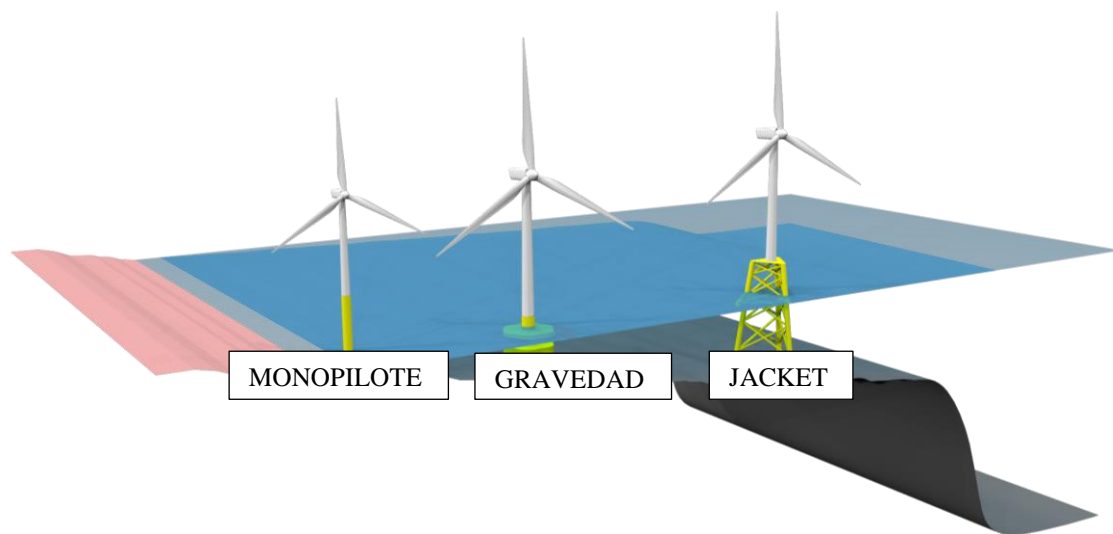


Figura 2. Principales tecnologías de tipo fijo en turbinas de eólica marina: monopilote, cimentación de gravedad y estructura tipo jacket (Fuente: Elaboración propia).

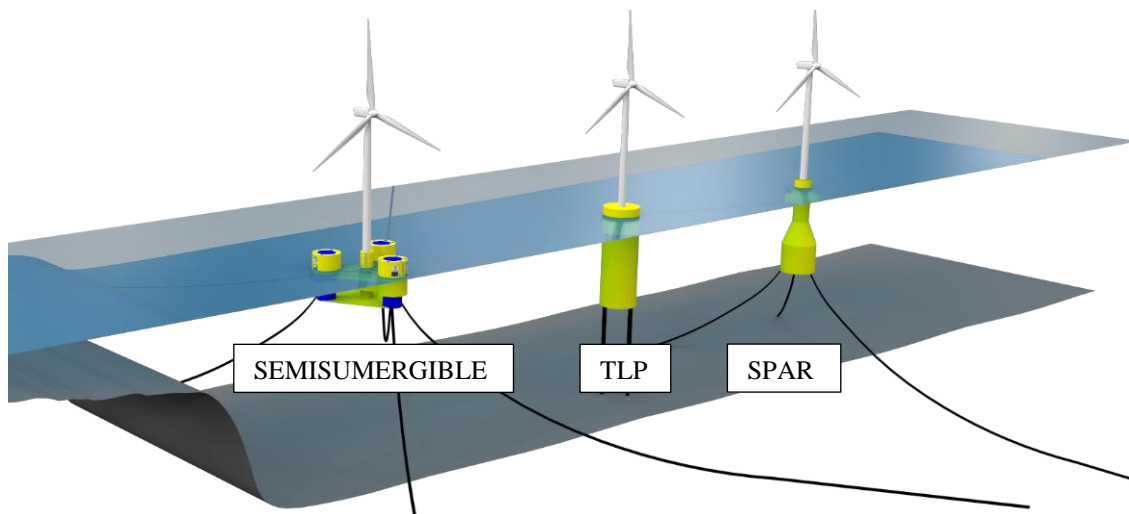


Figura 3. Principales tecnologías de tipo flotante en turbinas de eólica marina: semisumergible, TLP y spar (Fuente: Elaboración propia).

El desarrollo de la tecnología flotante, en profundidades mayores a 50 m, ha supuesto una gran oportunidad en países con una disponibilidad de recurso importante pero con una deficitaria plataforma continental (Figura 4). En comparación con las estructuras fijas, esta tecnología presenta una complejidad de diseño mayor, no sólo en términos de movimientos y periodos naturales de oscilación de la plataforma, sino también en lo relativo a requerimientos de estabilidad y supervivencia de la plataforma frente a cargas provocadas por el medio marino. Fundamentalmente, existen tres tipos de conceptos de plataformas flotantes para turbinas de eólica marina (Figura 3) [7] [8]: semisumergible-tipo barcaza, *TLP* (tension leg platform) y spar. Las plataformas semisumergibles y las de tipo barcaza logran su estabilidad a partir del plano de flotación de la plataforma, aprovechando el volumen de agua desplazado por la plataforma al escorar, generando un momento adrizante que proporciona la estabilidad necesaria. La diferencia entre estos dos tipos de conceptos reside en el calado de la plataforma, siendo menor en el tipo barcaza que en la semisumergible, fundamentalmente por el hecho de que las barcasas están compuestas por uno o dos cascos mientras que el casco de las plataformas semisumergibles presenta columnas de longitud apreciable. Las *TLPs* son plataformas ligeras en las que el exceso de fuerza provocado por la fuerza de flotación se compensa con el uso de tendones. Finalmente, la tecnología spar proporciona la estabilidad a la plataforma a través de un pesado lastre ubicado por debajo del centro de empuje que genera un momento adrizante, a partir de las fuerzas de empuje y gravedad, que proporciona la estabilidad a la plataforma.

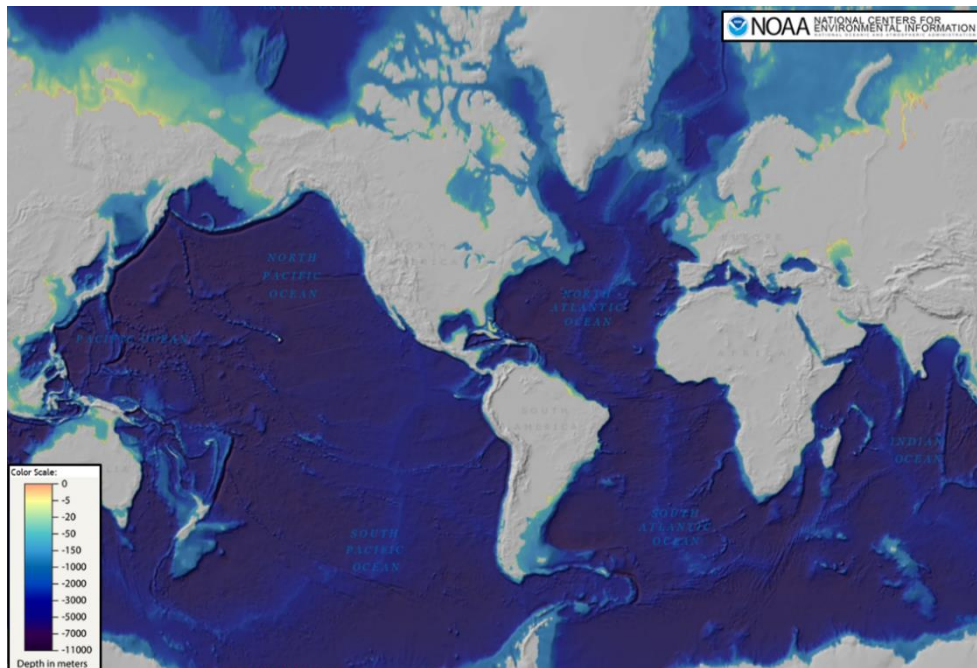


Figura 4. Profundidad, a escala global, de los mares y océanos que delimitan los diferentes continentes (Fuente: NOAA [9]).

La mayor parte de la tecnología flotante se encuentra en fase de desarrollo y experimentación y se espera que en los próximos años pueda ser probada en el mar. Actualmente, solo un número limitado de prototipos han sido ensayados en el mar como es el caso de Hywind [10], una plataforma tipo spar con una turbina de 2.3 MW instalada a 220 m de profundidad por Statoil en Noruega; Windfloat [11], una plataforma semisumergible con una turbina de 2 MW instalada a 50 m por Principle Power y EDP en Portugal, o Fukushima FORWARD [12], un proyecto promovido por el consorcio Fukushima Offshore Wind Consortium en Japón que ha supuesto la instalación de la primera subestación eléctrica flotante de 25 MVA y tres turbinas de eólica marina flotantes: una de 2 MW sobre una plataforma semisumergible, otra de 5 MW basada en tecnología spar a 48 m y, finalmente, una de 7 MW sobre una plataforma semisumergible a 32 m de profundidad.

Hywind Scotland (Figura 5) es el primer parque comercial del mundo que emplea plataformas eólicas flotantes. Fue inaugurado en 2017 y se localiza a 29 km de la costa de Peterhead, Escocia. Está compuesto de 5 plataformas flotantes Hywind de 6 MW.



Figura 5. Parque eólico flotante Hywind Scotland (Fuente: Øyvind Gravås / Woldcam-Statoil ASA).

1.3 El papel de la energía eólica flotante en el futuro mix energético

De acuerdo a las directrices y políticas europeas se espera que los parques eólicos flotantes puedan proporcionar entre 4 y 5 GW en 2030 [13]. En Europa, se prevé que al menos 6 proyectos pre-comerciales estén en operación en los 2 próximos años y, al menos, 11 en los próximos 5 años (Tabla 3).

Se estima que el coste actual de la energía eólica flotante en proyectos pre-comerciales operativos está entre 180 €/200 € por MWh. La industria espera que estos costes puedan reducirse en proyectos a escala comercial a valores de entre 80 €/100 € por MWh debido al aprendizaje y la experiencia adquirida en las fases pre-comerciales. El gasto de capital de una plataforma eólica flotante de 5 MW puede dividirse en los siguientes conceptos, con sus correspondientes porcentajes de participación: 3 % transporte e instalación, 38 % casco de la plataforma flotante, 51 % el generador de la turbina de viento incluida la torre y el 8 % el sistema de fondeo [14].

Tabla 3. Proyectos pre-comerciales en Europa para los próximos 5 años.

Parque eólico	País	Capacidad (MW)	Fecha de operación
Hywind Scotland	Reino Unido	30	2017 (en operación)
Windfloat Atlantic	Portugal	25	2019
Flocan 5 Canary	España	25	2020
Nautilus	España	5	2020
SeaTwirl S2	Suecia	1	2020
Kincardine	Reino Unido	49	2020
Forthwind Project	Reino Unido	12	2020
EFGL	Francia	24	2021
Groix-Belle-Ile	Francia	24	2021
PGL Wind Farm	Francia	24	2021
EolMed	Francia	25	2021
Katanes Floating Energy Park-Array	Reino Unido	32	2022
Hywind Tampen	Noruega	88	2022

1.4 Principales retos tecnológicos en la comercialización de la energía eólica flotante

A pesar de que la tecnología eólica flotante presenta un gran potencial de desarrollo, existen todavía numerosas barreras técnicas que impiden su comercialización [15]. Algunas de estas barreras son las siguientes:

El tamaño, el peso y el tipo de material de la plataforma flotante son variables críticas en la reducción de costes. Un menor tamaño de la plataforma puede conducir a producciones en serie pero siempre sin comprometer la estabilidad de la plataforma por reducción de su peso. El uso

del hormigón en lugar del acero como elemento constructivo puede contribuir también a la reducción de costes, aunque implica un mayor plazo de ejecución de la plataforma. Además, la potencia de la turbina eólica desempeña un papel fundamental en el tamaño final de la plataforma flotante.

Otro aspecto importante que requiere una optimización adecuada es el proceso de instalación de la plataforma flotante. El conocimiento de ventanas metoceánicas disponibles, el desarrollo de estrategias de operación optimizadas en alta mar con remolcadores y barcas, la monitorización del clima metoceánico y la disponibilidad de un puerto próximo con infraestructuras adecuadas de carga y montaje constituirán factores clave en el desarrollo de este tipo de tecnología.

Las estrategias de operación y mantenimiento también pueden contribuir de forma importante al ahorro de los costes asociados a la plataforma flotante. El desarrollo de nuevas metodologías que evalúen que operaciones pueden realizarse in-situ y cuales requieren acceso a puerto considerando todos los procesos involucrados (desenganche de la plataforma de su sistema de fondeo y cables eléctricos, remolque a puerto, tiempos de mantenimiento y puesta en servicio y reconexión) serán de vital importancia para demostrar la viabilidad técnica de esta tecnología. Los parques eólicos flotantes en operación tendrán un elevado número de componentes que será necesario monitorizar e inspeccionar regularmente para asegurar su integridad.

En grandes parques eólicos, las subestaciones eléctricas flotantes y los cables dinámicos de alta tensión se convertirán en elementos críticos y requerirán dimensionamientos con voltajes cada vez mayores.

El modelado integrado de una plataforma eólica flotante constituirá una herramienta clave para el desarrollo de esta tecnología. El diseño acoplado considerando todas las dinámicas presentes en la plataforma flotante (la aerodinámica procedente de la turbina de viento, la hidrodinámica de la plataforma flotante y el modelo del sistema de fondeo) permitirá optimizar los diseños conceptuales y evaluar los efectos de estela y turbulencia en la producción de energía del parque de cara a optimizar la configuración del mismo. El desarrollo de este tipo de modelos requiere su validación a través de ensayos experimentales a escala realizados en tanques de oleaje debido a que permiten eliminar incertidumbres en el diseño y tener una primera aproximación del comportamiento real de la plataforma flotante.

El sistema de control convencional de una turbina eólica para hacer frente a las cargas y aceleraciones en la góndola deberá ser modificado cuando se encuentre sobre una plataforma flotante. Se requerirá una estrecha colaboración entre diseñadores y fabricantes para lograr diseños eficientes que maximicen la producción energética de la turbina, reduzcan la turbulencia y los movimientos de la plataforma y optimicen el tamaño de la plataforma.

La viabilidad de un parque eólico flotante en una determinada región depende, en gran medida, de su impacto social y ambiental. El desarrollo de este tipo de proyectos requiere mitigar posibles conflictos con otros usos del mar y evaluar el impacto sobre diferentes aspectos medioambientales como puede ser el impacto que se puede producir sobre el fondo marino por el uso de anclas y amarres o el que puede generarse en las aves por colisiones con el rotor de la turbina.

El sistema de fondeo de una plataforma eólica es un componente crítico en la supervivencia de la misma y, quizás, sea el elemento que mayor optimización requiere, no solo para reducir el coste sino también para reducir el riesgo de rotura. A pesar de que existen multitud de propuestas de sistemas de fondeo heredadas de otras industrias como las del petróleo y el gas, no necesariamente tienen que coincidir los criterios utilizados en estas industrias con los exigidos en la eólica marina. Generalmente, las plataformas flotantes en la industria del petróleo y el gas se ubican en aguas mucho más profundas que las de eólica marina por lo que puede ser necesario diseñar sistemas de fondeo a medida en profundidades menores teniendo en cuenta otros condicionantes adicionales como pueden ser el tipo de lecho y la batimetría del fondo marino.

CAPÍTULO 2

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 El reto del dimensionamiento del sistema de fondeo en plataformas flotantes

La industria del petróleo y el gas ha sido la precursora del gran desarrollo producido en los últimos años en la industria offshore. La perforación de pozos petrolíferos offshore comenzó en 1897 con los primeros pozos explotados sobre muelles de madera en el Canal de Santa Bárbara en California [16]. En 1921, los muelles comenzaron a construirse de acero en Rincon y Elwood (California) para soportar las pesadas cargas que imponían las plataformas de perforación terrestres. En 1932, la empresa Indian Petroleum Corporation construyó una isla de acero a media milla de la costa para apoyar una plataforma de uso convencional en tierra. La isla fue destruida en 1940 por un temporal y, aunque sus resultados no fueron muy exitosos, se la considera como la precursora de las estructuras tipo jacket [17]. Las primeras perforaciones en agua se realizaron en 1930 en los pantanos de Louisiana por medio de barcazas que requerían pilotes a su alrededor para evitar que fueran movidas por el viento y las olas. El inicio de la Segunda Guerra Mundial supuso la paralización de todas las actividades de perforación hasta su finalización en 1945. El primer pozo offshore se inició en 1947 en el golfo de México con una barcaza propiedad de Kerr-McGee a 5 m de profundidad. La primera unidad de perforación offshore (*MODU*, mobile offshore drilling unit) fue Mr. Charlie diseñada por Ocean Drilling and Exploration Corporation. Se trataba de una barcaza sumergible diseñada para flotar hasta su ubicación y que, tras un proceso de inundación de la popa, permitía apoyarse en el fondo marino e iniciar las actividades de perforación en profundidades de hasta 12 m. La primera plataforma de perforación flotante fue Western Explorer (Figura 6a), propiedad de Chevron, que excavó su primer pozo en 1955 en el Canal de Santa Bárbara. A partir de estos primeros *MODUs*, se presentó otro concepto en forma de “jackup” que consistía en una unidad flotante con varias patas que sobresalían por debajo del casco y que permitían su conexión con el fondo marino y la elevación del casco sobre el agua. Inicialmente se diseñaron con 4, 6 y 8 patas pero hoy en día la gran mayoría tiene 3 patas (Figura 6b). En 1990, estas unidades eran capaces de perforar profundidades mayores a 120 m.

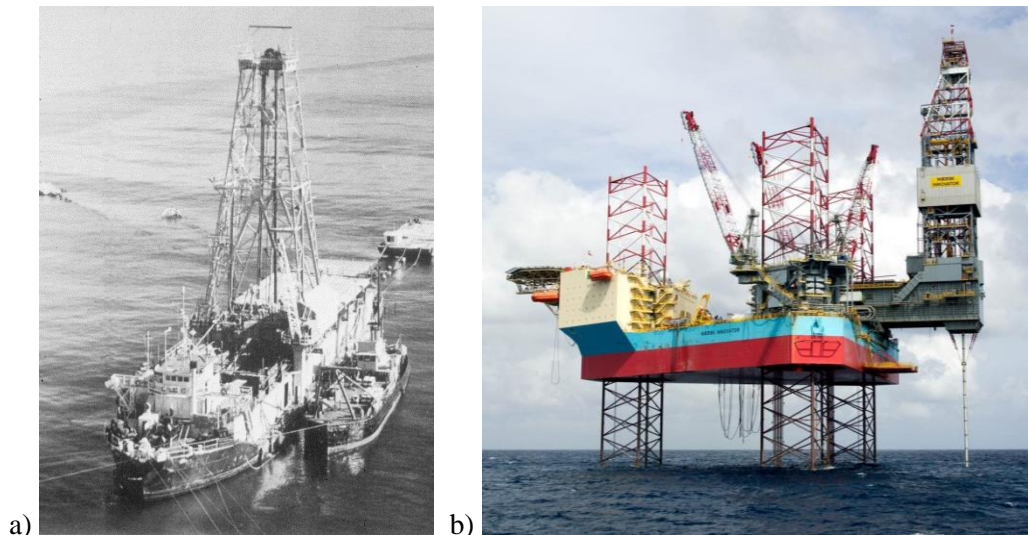


Figura 6. a) *Western Explorer* (Fuente: PetroWiki [16]). b) *Jackup* (Fuente: Maersk).

A partir de 1960, surgió la necesidad de diseñar plataformas de perforación que permitieran un mayor movimiento a la plataforma ante temporales y así poder iniciar los primeros trabajos de perforación en aguas profundas. Inicialmente, Shell usó las plataformas sumergibles Mr. Charlie a las que incorporó una serie de anclajes transformando el concepto de sumergible a lo que se conoce hoy en día como semisumergible o semi. De esta forma, en 1961, el sumergible Bluewater se convirtió en una semi. A partir de esta fecha, aparecen nuevos conceptos de semis como el Ocean Driller en 1963 y comienza a desarrollarse la tecnología relacionada con los sistemas de fondeo.

A partir de 1970, una segunda generación de semisumergibles con equipos de amarre más sofisticados empezó a desarrollarse alcanzando profundidades de diseño entre 200 m y 300 m. Una semi denominada Ocean Victory (Figura 7a) consiguió popularizarse en esta época y sirvió de referencia para que, a mediados de los años 80, surgiera una tercera generación de semis que podían operar a más de 1 000 m de profundidad. De esta manera, se pasó de un desplazamiento operativo de alrededor de 18 000 t en 1970 a más de 40 000 t en la década de los 80. Estas unidades de tercera generación se actualizaron en la década de los 90 aumentando sus capacidades y constituyeron la cuarta generación de semis. En 1992, se desarrolla un nuevo concepto de semisumergible basado en un *TAD* (tender assisted drilling) que combina las operaciones de perforación con las auxiliares de almacenamiento en diferentes plataformas. Este sistema fue implantado por primera vez en la plataforma Seahawk. A finales de la década de los 90, las unidades de quinta generación, representadas por el Deepwater Nautilus (Figura 7b), consiguieron llegar a 50 000 t de desplazamiento y operar a más de 1 500 m de profundidad. Un número limitado de semis de tercera, cuarta y quinta generación tiene un sistema de fondeo basado en posicionamiento dinámico, siendo el sistema más extendido el de líneas de fondeo tipo spread.

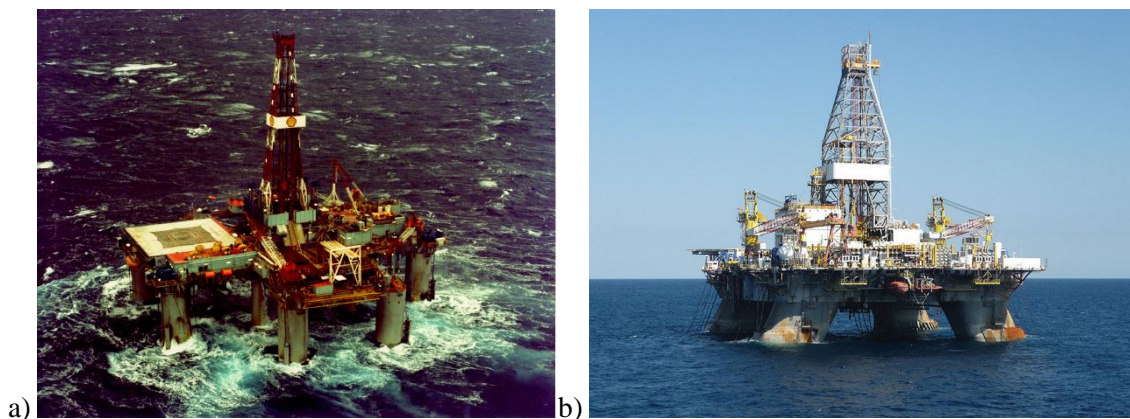


Figura 7. a) Ocean Victory (Fuente: PetroWiki [16]).

b) Deepwater Nautilus (Fuente: Society of Petroleum Engineers).

La industria de perforación offshore ha conseguido grandes avances a lo largo de sus más de 50 años de historia [18]. La primera fue la concepción de las unidades denominadas *MODU* en los años 50, los jackups en los 70 y las grandes mejoras realizadas a partir de los 80 con el desarrollo de semis capaces de alcanzar grandes profundidades. La industria de perforación petrolífera supone el motor, a partir del cual, otras tecnologías offshore pueden desarrollarse como es el caso de la energía eólica marina en profundidades intermedias e indefinidas.

La experiencia adquirida durante la explotación de las plataformas flotantes por la industria del petróleo y del gas ha identificado que el sistema de fondeo es un potencial e importante modo de fallo de la plataforma flotante y que, por tanto, requiere un sistema de gestión integrada durante todo su ciclo de vida involucrando tanto las fases de diseño, fabricación e instalación así como las de operación basadas en actividades de inspección y monitorización [19].

Los incidentes producidos en plataformas flotantes relacionados con el sistema de fondeo son relativamente frecuentes: en el periodo 2001-2011 se registraron 21 [20] y 15 en Noruega entre 2010-2013 [21]. La probabilidad anual de fallo del sistema de fondeo es del orden de 0.003 [20]. La Guía de Integridad del Sistema de Fondeo [22] indica que “el número de incidentes que han ocurrido históricamente en el sistema de fondeo de una FPSO sugiere que existe margen de mejora en el diseño y mantenimiento de este tipo de elementos”. Frecuentemente, los fallos suelen ocurrir en las terminaciones de la línea (fairleads), en la región de contacto de la línea de fondeo con el fondo marino y los conectores. Los mecanismos principales de fallo en la línea de fondeo son debidos a sobrecargas, fenómenos de fatiga, defectos en la fabricación y soldaduras, procesos de flexión fuera del plano (Figura 8), el desgaste (Figura 9) y la corrosión (Figura 10) de los elementos que componen la línea de fondeo.



Figura 8. Fallo del eslabón de una cadena en una boya debido a la flexión fuera del plano (OPB, out of plane bending) (Fuente: Rampi et al. [23]).



Figura 9. Desgaste de un eslabón de cadena sometido a altas tensiones en la línea de fondeo (Fuente: Gabrielsen et al. [24]).



Figura 10. Corrosión de los eslabones de una cadena: en la zona del anclaje (izquierda) y en el extremo superior de la línea de fondeo únicamente en contacto con agua (derecha) (Fuente: Gabrielsen et al. [25]).

2.2 Sistemas de fondeo en plataformas flotantes: configuraciones y componentes

La función principal del sistema de fondeo de una plataforma flotante es resistir las cargas meteoceánicas y restringir los movimientos de baja frecuencia buscando mantener una posición relativamente fija de la plataforma en el medio marino asegurando su estabilidad y supervivencia. Actualmente existen diferentes configuraciones de sistemas de fondeo [26] [27] [28], los cuales se encuentran resumidos en la Tabla 4, Tabla 5 y Tabla 6.

Tabla 4. Principales tipologías y configuraciones de sistemas de fondeo: Spread moorings.

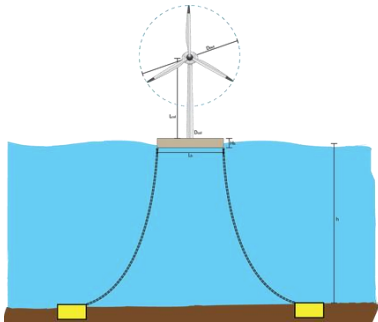
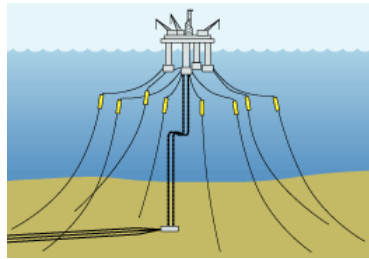
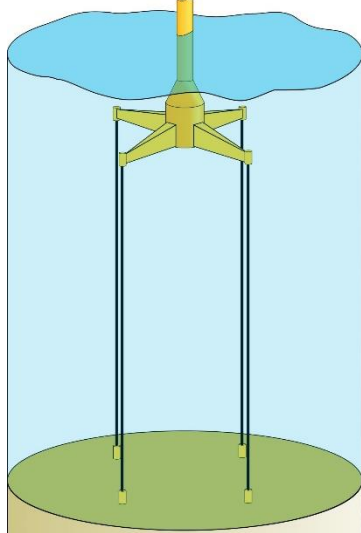
CONFIGURACIÓN	CARACTERÍSTICAS	ESQUEMA
Anclaje con múltiples líneas, Spread moorings: El sistema de fondeo amarra la plataforma flotante al fondo marino por medio de múltiples líneas sujetas en diferentes puntos de la plataforma.		
Catenaria (Catenary mooring)	<p>Las líneas de fondeo cuelgan libremente de la plataforma y llegan al fondo marino en posición horizontal, con una longitud significativa de línea de fondeo descansando en el lecho marino, y transmitiendo solo fuerzas horizontales al anclaje.</p> <p>Las fuerzas restauradoras son generadas por el peso de las líneas de fondeo.</p>	 <p>(Fuente: Floatingwindfarm.weebly)</p>
Catenaria múltiple (Multi-catenary mooring)	<p>Las distintas líneas de fondeo incorporan pesos y boyas que hacen que adquieran diferentes formas.</p>	 <p>(Fuente: Offshore-mag)</p>
Líneas de fondeo tensionadas (Taut spread mooring, tethered mooring)	<p>Las líneas tensionadas forman un ángulo con el fondo marino y el anclaje resiste fuerzas verticales y horizontales (Taut spread mooring).</p> <p>Las fuerzas restauradoras son generadas principalmente por la elasticidad de la línea.</p> <p>Las líneas de fondeo de una TLP son perpendiculares al fondo marino y las fuerzas restauradoras son generadas gracias a la flotabilidad de la plataforma.</p>	 <p>(Fuente: Offshore-mag)</p>

Tabla 5. Principales tipologías y configuraciones de sistemas de fondeo: Single point mooring.

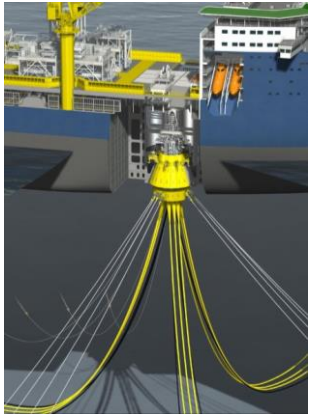
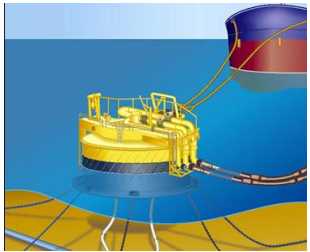
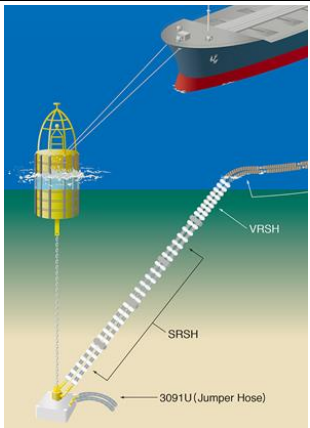

CONFIGURACIÓN	CARACTERÍSTICAS	ESQUEMA
Anclaje en un sólo punto, Single point mooring: Todas las líneas de fondeo están conectadas al mismo punto de la plataforma lo que hace que la rotación en el plano horizontal no esté restringida.		
Anclaje de torreta (Turret mooring)	Una torreta interna o externa con un amarre en catenaria está unida a la plataforma flotante permitiéndola adoptar una orientación óptima frente a las condiciones climáticas dominantes.	 <p>(Fuente: Scanmatic)</p>
Boya tipo CALM (Catenary anchor leg mooring)	La boya se ancla al fondo marino por medio de catenarias. La plataforma se une a la boya mediante una única línea y puede girar en torno a la misma.	 <p>(Fuente: Dredging engineering)</p>
Boya tipo SALM (Single anchor leg mooring)	La boya únicamente presenta una línea vertical que está unida a un sistema de gravedad o a un pilote.	 <p>(Fuente: Y-yokohama)</p>
Columna tipo ALC / Torres fijas (Articulated loading column / Fixed tower mooring)	La plataforma flotante puede girar alrededor de una columna/torre que está apoyada/empotrada en el fondo marino.	 <p>(Fuente: Fahmy)</p>

Tabla 6. Principales tipologías y configuraciones de sistemas de fondeo: *Dynamic Positioning*.

CONFIGURACIÓN	CARACTERÍSTICAS
Posicionamiento dinámico, Dynamic Positioning:	
Es una técnica que consiste en mantener controlada, de forma automática, la posición de la plataforma flotante.	
Líneas de fondeo activas (Active mooring)	El extremo de las líneas de amarre se encuentra conectado a la plataforma por medio de un cabrestante controlado por un servo. Esto permite que se puedan tensar o aflojar las líneas de amarre para mantener una posición fija de la plataforma en el medio marino.
Propulsión (Propulsion)	La técnica consiste en posicionar la plataforma flotante sobre un punto fijo del fondo marino haciendo uso de propulsores los cuales se controlan por medio de un ordenador.

A pesar de todas las tipologías existentes, el sistema de fondeo más habitual en plataformas flotantes tipo semi o spar, es el constituido por varias líneas ancladas al fondo marino conectadas a la plataforma flotante en determinados puntos denominados fairleads. La configuración más común es la tipo catenaria formada por eslabones de cadena y amarrada al fondo marino a través de un ancla convencional (drag embedment anchor). En cambio, plataformas tipo *TLP*, por su concepción, emplean líneas tensionadas de acero o materiales sintéticos haciendo uso de anclas de carga vertical, pilotes o anclas de succión. Una breve descripción de los tipos de anclas y componentes de las líneas de fondeo se presenta en la Tabla 7 y la Tabla 8, respectivamente.

Tabla 7. Principales tipos de anclas usados en líneas de fondeo.

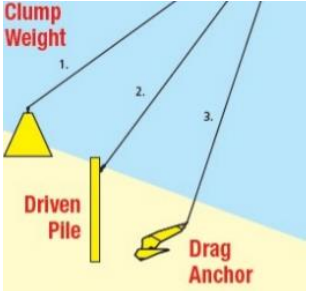
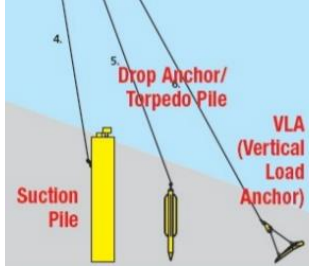
ANCLAS	CARACTERÍSTICAS	
Peso muerto (Gravity anchor)	La capacidad de sujeción horizontal se logra por la fricción que genera el peso muerto sobre el fondo marino.	
Ancla convencional (Drag embedment anchor)	La capacidad de sujeción horizontal se alcanza introduciendo un ancla en el fondo marino de forma parcial o completa.	
Pilotes / Ancla de succión (Driven pile / Suction anchor)	La capacidad de retención horizontal y vertical se genera movilizándolo el rozamiento del terreno a lo largo y en la punta del pilote. Dicha capacidad de retención también se puede generar a través de diferencias de presión entre la parte interior y la exterior del pilote (cuando la presión en el interior del pilote es menor que la exterior, el pilote es succionado y penetra en el terreno).	
Ancla de carga vertical (Vertical load anchor)	La capacidad de sujeción horizontal y vertical se produce por el empotramiento del anclaje a cierta profundidad del lecho marino.	<p><i>Tipo anclaje & profundidad.</i> (Fuente: Vryhof anchor)</p>
Columnas de lechada de cemento (Drilled and grouted anchor)	La capacidad de retención horizontal y vertical se logra desagregando el suelo o la roca poco compacta y mezclándola con lechada de cemento para generar una pila rígida en el interior del suelo o de la roca.	

Tabla 8. Principales componentes que pueden formar parte de la línea de fondeo.

MATERIAL COMPONENTE	CARACTERÍSTICAS
Eslabones de cadena (Chain links)	<p>Es una solución muy adecuada para plataformas que tengan un ciclo de vida largo, aunque requiere planificar inspecciones regulares.</p> <p>Estos elementos proporcionan el peso y la rigidez a la catenaria, tienen excelentes propiedades frente a la abrasión y permiten seleccionar la resistencia a rotura de la línea, según el grado de la cadena (<i>R3, R3S, R4, R4S, R5</i>).</p>  <p>(Fuente: Atlantic-group)</p>
Cables de acero (Wire rope)	<p>Constituidos por alambres o hilos de acero a partir de varias trenzas de acero llamadas torones que están retorcidas alrededor de un núcleo.</p> <p>Los de uso más habitual son los formados con hilos espirales (spiral strand), los de seis hebras (six strand) o los multihebra (multi-strand). Por su elasticidad y bajo peso, son ampliamente usados en líneas de fondeo diseñadas en tensión.</p>  <p>(Fuente: Special industrial supplies)</p>
Cables sintéticos (Synthetic rope)	<p>Los materiales más utilizados son poliéster, aramida, <i>HMPE</i> o nylon. Estos materiales se caracterizan por tener un peso prácticamente nulo lo que, unido a su elasticidad, hace que sean una solución muy adecuada en grandes profundidades. Los cambios de rigidez que experimentan estos materiales durante su vida útil hacen que sea necesario volver a tensar las líneas y, en ciertas ocasiones, pueden presentar rendimientos deficientes a causa de las mordeduras provocadas por los peces en el material.</p>  <p>(Fuente: EuroRope marine)</p>

2.3 Normativas de diseño de sistemas de fondeo en plataformas flotantes

El diseño de un sistema de fondeo exige verificar una serie de requerimientos [29] técnicos y funcionales, dentro de los cuales cabe destacar:

- Capacidad para mantener la plataforma flotante en una determinada posición con unas determinadas tolerancias de desplazamientos medios (offset) bajo condiciones de operación y supervivencia.

- El sistema de fondeo debe ser adecuado a las cargas ambientales esperables con un diseño que minimice las cargas en las líneas y los sistemas de anclaje.
- Los componentes deben tener una adecuada resistencia, vida a fatiga y durabilidad durante todo el tiempo de vida operacional.
- El sistema de fondeo debe diseñarse con una vida útil de 30 años contemplando la posibilidad de pequeñas sustituciones de componentes.
- El sistema de fondeo debe permitir realizar las operaciones de inspección y mantenimiento de una forma segura.
- Debe evitarse el contacto entre las líneas de fondeo.
- El sistema de fondeo no debe tener efectos adversos en la eficiencia del sistema de obtención de energía.
- Los costes relacionados con el sistema de fondeo están sujetos a fuertes restricciones económicas y, habitualmente, representan un bajo porcentaje de la inversión total a realizar en la plataforma flotante. En el caso de plataformas eólicas flotantes es de, aproximadamente, el 8 % [14].

Generalmente, los requerimientos anteriores se alcanzan aplicando las prescripciones recogidas en normativas o guías pertenecientes a organismos de clasificación. Tradicionalmente, el diseño de una línea de fondeo está basado en considerar varios estados límite: último (*ELU*), accidental (*ELA*), fatiga (*ELF*) y de servicio (*ELS*). El *ELU* y el *ELF* contribuyen a determinar la resistencia mínima de la línea de fondeo para soportar las cargas operacionales y extremas durante el ciclo de vida de la plataforma. El *ELA* evalúa la resistencia de las líneas de fondeo cuando se produce un daño accidental en cualquiera de las líneas que componen el sistema de fondeo y, el *ELS* verifica que se cumplen los requerimientos necesarios para que la plataforma pueda realizar la actividad para la que fue concebida de forma adecuada.

Las principales normativas que incluyen criterios de diseño de sistemas de fondeo son:

- Las emitidas por la sociedad de clasificación *DNV GL* (Det Norske Veritas y Germanischer Lloyd):
 - *DNVGL-CP-0100*. Synthetic fibre ropes for towing, mooring and anchoring [30].
 - *DNVGL-OS-E301*. Position mooring [31].
 - *DNVGL-OS-E302*. Offshore mooring chain [32].
 - *DNVGL-OS-E304*. Offshore mooring steel wire ropes [33].
- Las de la asociación *API* (American Petroleum Institute):
 - *API RP 2SK*. Design and analysis of station keeping systems for floating structures [34].

- *API RP 2SM*. Design, manufacture, installation, and maintenance of synthetic fiber ropes for offshore mooring [35].
- *API SPEC 2F*. Specification for mooring chain [36].
- Las de la sociedad de clasificación *ABS* (American Bureau of Shipping) :
 - *ABS 8-2014*. Rules for building and classing single point moorings [37].
 - *ABS 2017*. Guide for the certification of offshore mooring chain [38].
 - *ABS 2011* (updated 2014). Guidance notes on the application of fiber rope for offshore mooring [39].
- Las de la *ISO* (International Organization for Standardization) [40]:
 - *ISO 19901.6:2009*. Petroleum and natural gas industries. Specific requirements for offshore structures. Part 6: Marine operations.
 - *ISO 19901-7:2013*. Stationkeeping systems for floating offshore units and mobile offshore units.
 - *ISO 15084:2003* (reviewed 2015). Small craft. Anchoring, mooring and towing. Strong points.
 - *ISO 19900:2013*. Petroleum and natural gas industries. General requirements for offshore structures.
 - *ISO 3730:2012* (reviewed 2019). Shipbuilding and marine structures. Mooring winches.
 - *ISO 3505:1975* (reviewed 2016). Ropes and cordaje. Equivalence between natural fibre ropes and man-made fibre ropes for use in the mooring of vessels.

La evaluación de las cargas en un sistema de fondeo y su cumplimiento de acuerdo a los estándares anteriores requiere el uso de herramientas de modelización numérica. Actualmente, existen multitud de paquetes de software que permiten evaluar el comportamiento del sistema de fondeo en aplicaciones offshore. Una clasificación actual de dichos modelos se propone en [41] que los divide en:

- Códigos comerciales:
 - *AQWA* [42].
 - *DNV Sesam* (Deep C, Mimosa, Riflex Sima, Simo) [43].
 - *FLEXCOM* [44].
 - *OrcaFlex* [45].
 - *Proteus DS* [46].
- Códigos abiertos (open-source):
 - *MAP + +* [47].
 - *MoorDyn* [48].

- Códigos propios (in-house):
 - *AQUA-FE* [49].
 - *MooDy* [50].
 - *MoDEX* [51].
 - *WHOI Cable* [52].
 - *OPASS* [53].
 - *aNySIM* [54].

2.4 Sistemas de fondeo en plataformas flotantes: Industria del petróleo y del gas versus Industria eólica flotante

La industria eólica flotante toma como referencia la experiencia desarrollada en la industria del petróleo y del gas, aunque con ciertas peculiaridades debidas, fundamentalmente, a las condiciones de operación que requieren las turbinas y la fuerza de empuje variable que se genera en dichas condiciones. Por ello, se han desarrollado diferentes estándares y normativas específicas para plataformas eólicas flotantes. Entre ellas, se pueden citar:

- *DNV GL. DNVGL-ST-0119. Floating wind turbine structures* [7].
- *BV (Bureau Veritas). Classification and certification of floating offshore wind turbines* [8].
- *IEC (International Electrotechnical Commission). IEC 61400-3. Wind turbines - Part 3: Design requirements for offshore wind turbines* [55].
- *ABS. Guide for building and classing floating offshore wind turbine installations* [56].
- *ClassNK o NK (Nippon Kaiji Kyokai). Guidelines for offshore floating wind turbine structures* [57].

La concepción del tipo de sistema de fondeo en una plataforma flotante frecuentemente viene determinada por la elección del tipo de plataforma. En la industria del petróleo y del gas, a lo largo de sus más de 50 años de historia, se han establecido cuatro tipologías como dominantes en el mercado: buques tipo *FPSO* (floating production storage and offloading) y plataformas tipo semi, spar y *TLP*. De entre estas cuatro tipologías, los buques tipo *FPSO* han sido la alternativa más empleada [58]. En cambio, en la incipiente industria eólica flotante, con apenas 10 años de historia, parecen imponerse las plataformas tipo semi y spar sobre las barcasas o *TLP*.

La principal diferencia entre las plataformas destinadas a la industria del sector petrolífero y las del sector eólico es la profundidad. Mientras que las primeras han sido proyectadas en el rango comprendido entre los 100 m y 3 000 m de profundidad, las segundas han sido diseñadas para profundidades de hasta 200 m.

Recientemente se ha realizado un estudio comparativo entre dos plataformas flotantes, una destinada a la obtención de petróleo y otra a la generación de energía eólica, situadas en localizaciones cercanas [59]. Las características principales de cada una de estas plataformas se resumen en la Tabla 9.

Tabla 9. Características principales de dos plataformas flotantes: Buchan Alpha & Hywind Scotland.

	Buchan Alpha [60]	Hywind Scotland [10] [61]
Tipo de industria	Petróleo & Gas	Eólica marina
Fecha de instalación	Mar del Norte, 1981 (inoperativa desde 2017)	Mar del Norte, 2017
Tipo de plataforma flotante	Semi	Spar
Desplazamiento	19 400 t	12 000 t
Calado	20 m - 22 m	75 m
Profundidad de agua	118 m	95 m - 120 m
Número de líneas de fondeo	10	3
Longitud de la línea de fondeo	3 570 m	900 m
Resistencia a rotura	340 t	2 159 t
Material	Cable de acero: 70 mm 6x36	Cadena: Diámetro: 147 mm
Peso total de las líneas	715 t	1 200 t
Anclaje	Ancla convencional	Ancla de succión: Longitud: 16 m Diámetro: 5 m Peso: 300 t

A pesar de que las dos plataformas presentan similares condiciones metoceanicas, la filosofía de diseño del sistema de fondeo es completamente diferente. Mientras que en las plataformas petrolíferas se prefiere el uso de muchas líneas de fondeo, ligeras, lo que proporciona una alta fiabilidad, seguridad y durabilidad a la instalación, en las plataformas eólicas se opta por diseños con pocas líneas de fondeo, pesadas, que facilitan una instalación más rápida de la plataforma y una mejor escalabilidad de la misma, fácilmente personalizable según el tipo de turbina. Otro aspecto destacable es la resistencia a rotura de la línea, siendo mayor en las plataformas eólicas flotantes y menor en las destinadas a la obtención de petróleo. Por último, en cuanto a criterios de diseño, las plataformas petrolíferas se dimensionan para periodos de retorno, con carácter general, de 100 años [31] [40] mientras que las plataformas eólicas para periodos de retorno de 50 años [7] [8] [56] [57]. Todas las normativas proporcionan similares factores de seguridad en *ELU* y *ELF*, excepto en el caso de la *DNV GL* y la *ABS* en *ELF* que recomiendan valores entre 2 y 6 mientras que el resto opta por un factor de seguridad de 3.

2.5 Principales retos tecnológicos en el diseño de sistemas de fondeo de plataformas eólicas flotantes

Debido a que la energía eólica flotante presenta un grado de madurez relativamente bajo, existe todavía una elevada capacidad de reducción de costes asociada al desarrollo de dicha

tecnología. Dentro de los principales retos tecnológicos a abordar, se encuentra el diseño del sistema de fondeo de la plataforma eólica flotante. A continuación, se describen algunos de los aspectos asociados al sistema de fondeo con una capacidad mayor de desarrollo y optimización

El sistema de fondeo es un componente crítico en una plataforma eólica flotante y debe diseñarse con una alta fiabilidad ante el entorno hostil en el que se encuentra operando. A pesar de que existe una amplia experiencia en el diseño del sistema de fondeo proveniente del sector del petróleo y del gas, el comportamiento acoplado de la turbina de viento y la plataforma flotante introduce nuevas cargas que requieren un profundo análisis a fin de reducir las probabilidades de fallo del sistema de fondeo. Las cargas metoceanicas son tremendamente variables de una región a otra por lo que cada localización requiere un diseño particularizado, adquiriendo un papel fundamental en el diseño de este tipo de elementos los sistemas de medición basados en boyas y las bases de datos metoceanicas de reanálisis.

El modelado del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante es de vital importancia para asegurar la supervivencia de la plataforma ante eventos operacionales y de supervivencia. En este sentido, la monitorización de las líneas de fondeo puede proporcionar un conocimiento de gran valor para su dimensionamiento ante este tipo de eventos.

La elevada cantidad de líneas de fondeo y anclajes en un parque eólico puede generar dificultades en las operaciones de instalación y mantenimiento. La innovación y optimización de este tipo de componentes junto con una adecuada inspección y monitorización puede contribuir de forma apreciable a la reducción del coste del sistema de fondeo.

Las estadísticas proporcionadas por la industria del petróleo y del gas anticipan que será probable la aparición de fallos en los parques de eólica flotante. No obstante, muchos de ellos serán evitables con un adecuado diseño y mantenimiento. Deberá realizarse un especial seguimiento en los anclajes y los conectores de la línea de fondeo.

La introducción de nuevos materiales como son las líneas de fondeo sintéticas, en sustitución de eslabones de cadena o de cables, puede contribuir a la reducción de costes, pero será necesario demostrar su integridad a lo largo de toda su vida útil, generalmente, entre 25 o 30 años.

Los mecanismos de fallo más habituales en la línea de fondeo son los asociados a cargas extremas o fenómenos de fatiga. Este tipo de fallos deben particularizarse para el caso de plataformas eólicas flotantes e integrarse y definirse en normativas. Además, en el diseño de este tipo de plataformas deben contemplarse otros factores como son las características del lecho marino, la posible licuefacción del suelo o la batimetría. En definitiva, es necesario adaptar las normativas de diseño a las características especiales que presentan las plataformas eólicas flotantes.

La experiencia adquirida en pruebas a escala de prototipo será de especial relevancia para el desarrollo de este tipo de tecnología por lo que se requerirá una estrecha colaboración entre diseñadores, investigadores y fabricantes industriales.

CAPÍTULO 3

OBJETIVOS Y ESTRUCTURA DE LA TESIS

3.1 Objetivos

La energía eólica flotante tendrá un gran potencial de desarrollo en los próximos años como fuente de energía alternativa a los combustibles fósiles. No obstante, este tipo de tecnología presenta un grado de madurez relativamente bajo y, por tanto, cuenta con una capacidad de optimización y de mejora elevada como se ha expuesto en Capítulos anteriores.

El sistema de fondeo constituye un elemento fundamental en una plataforma eólica flotante al garantizar su estabilidad y supervivencia. La monitorización de las líneas de fondeo, su optimización y el análisis de sus principales mecanismos de fallo son necesidades prioritarias de investigación para alcanzar un diseño fiable del sistema de fondeo a largo plazo.

El objetivo principal de la presente tesis es:

- Profundizar en el conocimiento de la dinámica del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante analizando sus principales mecanismos de fallo: los eventos extremos y el fenómeno de fatiga.

Se pretende resaltar y proporcionar criterios de diseño para reducir la incertidumbre asociada al dimensionamiento del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante.

Para alcanzar dicho objetivo, se van a plantear una serie de objetivos parciales que son los siguientes:

- Análisis experimental de la dinámica asociada a las líneas de fondeo.
- Importancia de los parámetros de diseño del sistema de fondeo en el modelado numérico.
- Influencia de las características del oleaje en las cargas del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante.
- Evaluación a largo plazo del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante: análisis a fatiga.

3.2 Metodología

La metodología planteada en esta tesis se resume en la Figura 11 y se describe a continuación.

El diseño del sistema de fondeo de una plataforma eólica marina requiere seguir dos fases de dimensionamiento sucesivas. La primera de ellas se basa en un análisis individual del sistema de fondeo y, la segunda, en un análisis acoplado del sistema de fondeo a la plataforma eólica flotante.

Principalmente, existen dos líneas de trabajo que se pueden seguir en el estudio de la dinámica del sistema de fondeo: el análisis experimental y el modelado numérico. El análisis experimental permite simular el comportamiento del sistema de fondeo a escala reducida. Proporciona unos resultados bastante precisos de la realidad, aunque la disponibilidad, en general, de laboratorios de ingeniería marítima es bastante escasa y, únicamente, permite analizar los casos más representativos del sistema de fondeo frente a cargas operacionales y de supervivencia. Debido a esta limitación, se han desarrollado diversos modelos numéricos de sistemas de fondeo que intentan suplir las deficiencias del modelado experimental y permiten una evaluación más detallada del sistema de fondeo. El modelado numérico permite analizar el comportamiento del sistema de fondeo a escala de prototipo. En general, el análisis de la dinámica del sistema de fondeo más fiable involucra ambas líneas de trabajo y se denomina modelado híbrido. Esta forma de modelización permite validar modelos numéricos de sistemas de fondeo, conocer sus hipótesis de uso, establecer la importancia que cada parámetro de diseño tiene en el comportamiento del sistema de fondeo y conseguir desarrollar un modelo numérico robusto y fiable.

Una vez alcanzados estos objetivos, se plantea el desarrollo de una metodología para la aplicación del modelo numérico del sistema de fondeo al estudio de eventos extremos y de fatiga en una plataforma eólica flotante.

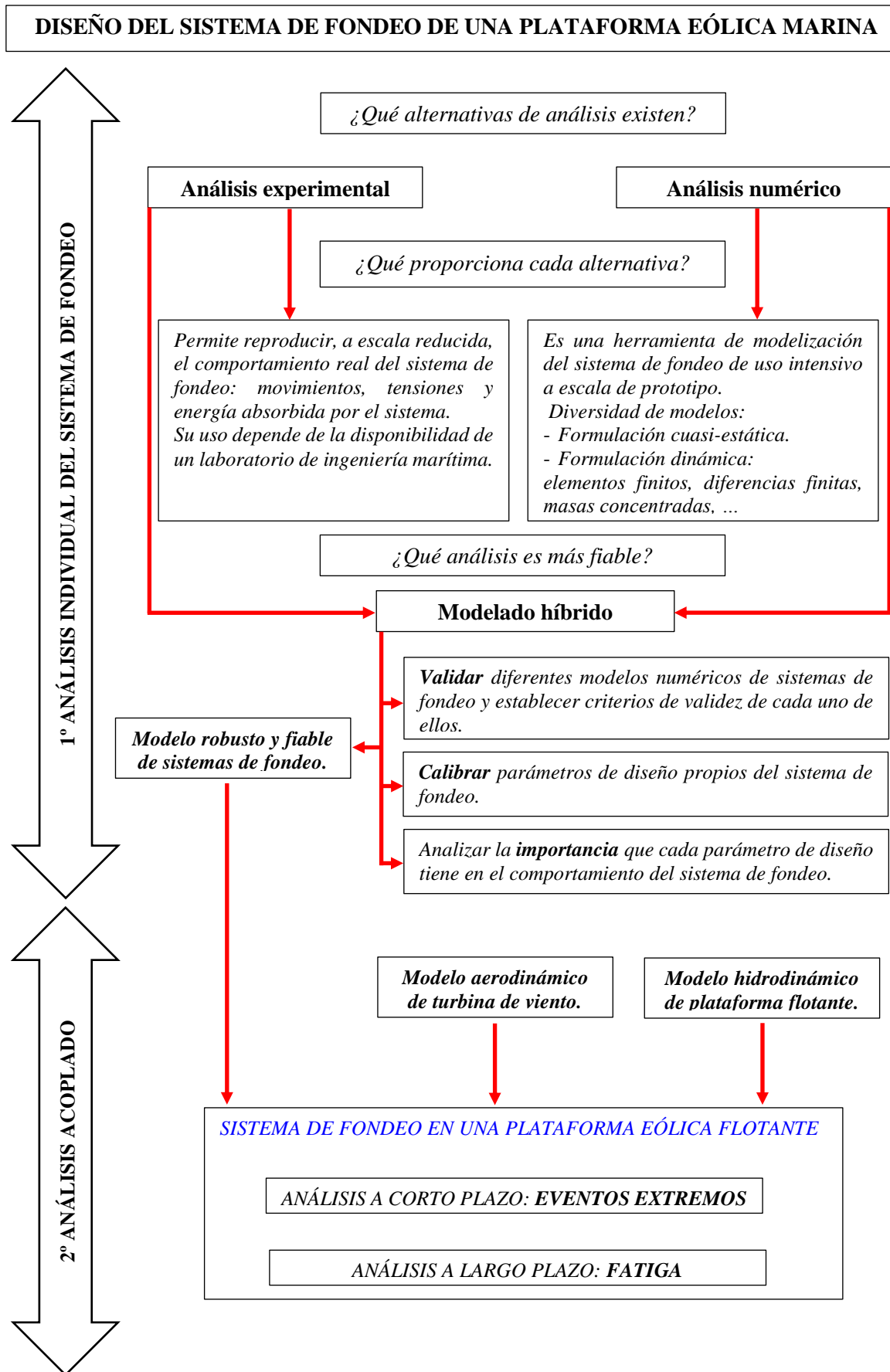


Figura 11. Metodología de trabajo planteada.

3.3 Organización de la tesis

Los contenidos de la tesis se organizan de la siguiente manera:

- Declaración.
- Resumen.
- Agradecimientos.
- Índice.
- Índice de tablas.
- Índice de figuras.
- Capítulo 0: English summary.
- Capítulo 1: Introducción.
- Capítulo 2: Planteamiento del problema.
- Capítulo 3: Objetivos y estructura de la tesis.
- Capítulo 4: Análisis experimental de la dinámica asociada a las líneas de fondeo.
- Capítulo 5: Importancia de los parámetros del fondeo en el modelado numérico.
- Capítulo 6: Influencia de las características del oleaje en las cargas del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante.
- Capítulo 7: Evaluación a largo plazo del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante: análisis a fatiga.
- Capítulo 8: Conclusiones y futuras líneas de investigación.
- Bibliografía.
- Anexo I. Contribuciones científicas de esta tesis doctoral.

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA DINÁMICA ASOCIADA A LAS LÍNEAS DE FONDEO

4.1 Motivación y revisión del estado del arte

El modelado experimental a escala reducida constituye una de las primeras fases de desarrollo y diseño de un prototipo. Esta etapa permite adquirir un conocimiento real del comportamiento del futuro prototipo permitiendo detectar posibles optimizaciones o mejoras del mismo. El método experimental aplicado a líneas de fondeo permite identificar los principales regímenes de trabajo de una línea de fondeo, así como una caracterización detallada de las dinámicas en cada uno de ellos.

La mayor parte de los estudios experimentales de líneas de fondeo existentes han tenido como objetivo final la validación de un modelo numérico y, quizás por ello, se han limitado a analizar casos particulares careciendo de un análisis más global de la línea de fondeo y de sus particularidades. Estudios experimentales de líneas de fondeo han sido llevados a cabo por varios investigadores. Lindahl [62] analizó el comportamiento en pitch de una línea de fondeo usando una cadena comercial, excitada por movimientos circulares en un plano vertical con diferentes radios y periodicidades midiendo la tensión en la parte superior de la cadena. Simos y Fugarra [63] continuaron con el análisis del comportamiento en pitch de la línea de fondeo pero, en este caso, la línea estaba compuesta por cadenas y cables. Incluyeron diferentes combinaciones de amplitud y frecuencia en los movimientos armónicos circulares considerando los efectos de la corriente y midiendo únicamente la tensión en el fairlead (punto de contacto entre la línea de fondeo y la plataforma marina). Azcona et al [53] estudiaron el comportamiento en surge de la línea de fondeo. Para ello, la línea se excitó con movimientos armónicos bajo diferentes condiciones dinámicas, incluyendo eventos de pérdida de tensión, y configuraciones de la línea. Gobat y Grosenbaugh [64] analizaron la dinámica de la línea de fondeo prestando especial

relevancia a la zona de contacto entre la línea de fondeo y el fondo marino y discutiendo la relación entre el tipo de sentido del movimiento y el tipo de carga registrada en el fairlead.

Este Capítulo presenta un análisis global del comportamiento de la línea de fondeo en configuración tipo catenaria. En este tipo de configuración, el peso de la línea es uno de los factores más determinantes en la respuesta del fondeo. Por ello, a continuación, se presenta una campaña experimental inédita en la que se analiza conjuntamente la influencia del peso de la línea de fondeo, el tipo de fondo marino, el efecto de las cargas oceánicas (oleaje, corrientes y oleaje-corriente) y el tipo de movimiento registrado en el fairlead en la dinámica de la línea de fondeo. Estos aspectos no han sido evaluados con suficiente detalle en las investigaciones experimentales descritas previamente y, su análisis podrá aportar criterios técnicos de diseño del sistema de fondeo en plataformas flotantes a ingenieros e investigadores. En los ensayos experimentales propuestos, la dinámica de la línea de fondeo se evalúa a partir de los siguientes parámetros: la tensión medida en el fairlead, la energía absorbida por la línea de fondeo, los movimientos registrados a lo largo de la línea de fondeo, y, finalmente, las aceleraciones medidas en la línea de fondeo que permiten distinguir diferentes regímenes de trabajo de la línea de fondeo.

4.2 Metodología

La metodología propuesta para el análisis experimental de la línea de fondeo se resume en la siguiente figura.

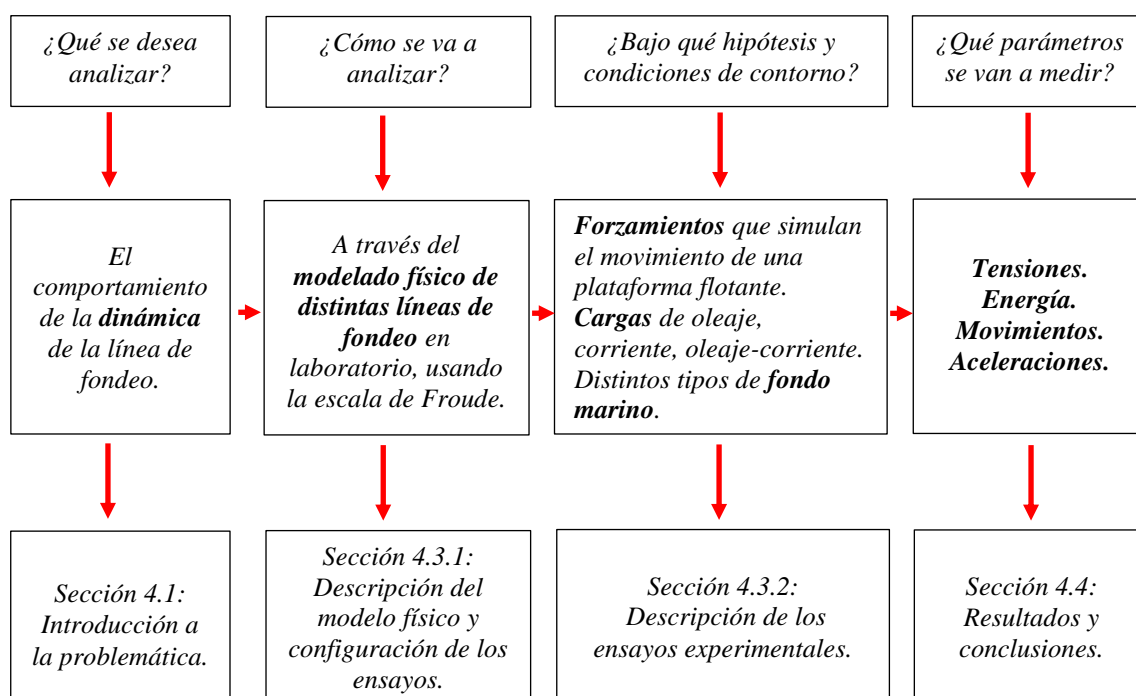


Figura 12. Metodología de análisis.

4.3 Descripción general de la campaña de ensayos experimentales

4.3.1 Descripción del modelo físico y configuración de los ensayos experimentales: sensórica y actuadores

4.3.1.1 Características del canal de oleaje-corriente

Los ensayos experimentales se realizaron en el canal de oleaje-corriente-tsunami conocido como *COCOTsu* (Figura 13) gestionado por el Instituto de Hidráulica Ambiental de Cantabria. Tiene una longitud de 56 m, una anchura de 2 m y una altura de 2.4 m. Está equipado con una pala tipo pistón de 2 m de carrera accionada por medio de un actuador hidráulico que incorpora un sistema de absorción activa de oleaje. La altura de ola máxima que es capaz de generar es de 0.7 m dependiendo del periodo de oleaje y de la profundidad del agua. La máxima profundidad de operación es de 1.35 m. El área de ensayos del canal tiene una longitud de 24 m con el fondo y sus paredes laterales construidas de cristal. Un sistema de disipación de oleaje construido con pantallas verticales porosas de metal ocupa los últimos 10 m del canal.



Figura 13. Vista del canal de ensayos: *Canal de Oleaje-Corriente-Tsunami (COCOTsu)*.

4.3.1.2 Descripción del modelo físico empleado

El sistema de fondeo analizado se basa en una configuración tipo catenaria formada por eslabones de cadena. Teniendo en cuenta la longitud habitual de las líneas de fondeo en aplicaciones marinas y las características del canal de oleaje, se ha decidido adoptar una escala de 1:40 siguiendo las leyes de escala según Froude [65]. Las leyes de escala según Froude mantienen la relación entre las fuerzas de inercia y las de gravedad a escala modelo y prototipo. La relación entre las escalas de longitud (λ_L), gravedad (λ_G) y velocidad (λ_V) es la siguiente (1):

$$\frac{\lambda_V}{\sqrt{\lambda_G \lambda_L}} = 1 \quad (1)$$

Si se designa por λ_ρ la escala de densidades, un resumen de los factores de conversión para diferentes magnitudes físicas se muestra en la Tabla 10. Todos los resultados presentados en este Capítulo están referidos a escala modelo.

Tabla 10. Leyes de escala según Froude.

LEYES DE FROUDE			
Magnitud física	Dimensión	Unidades	Factor de conversión
Longitud	L	m	$\lambda_L = 40$
Masa	M	kg	$\lambda_\rho \lambda_L^3 = 65\,600$
Tiempo	T	s	$\lambda_L^{1/2} = 6.32$
Densidad	$M L^{-3}$	kg/m^3	$\lambda_\rho = 1.025$
Presión	$M L^{-1} T^{-2}$	N/m^2	$\lambda_\rho \lambda_L = 41$
Fuerza	$M L T^{-2}$	N	$\lambda_\rho \lambda_L^3 = 65\,600$

El modelado a escala de una línea de fondeo requiere escalar las cargas dominantes aparte del peso de la línea. El peso de la línea proporciona las fuerzas de restauración y las cargas de inercia. Las leyes de escala de Froude permiten el correcto escalado de estas fuerzas. No obstante, con el uso de esta escala las cargas hidrodinámicas de arrastre no son modeladas correctamente. El modelado adecuado de estas fuerzas requiere el uso de la escala de Reynolds. En los ensayos experimentales que se describen a continuación el escalado según Reynolds no ha sido considerado y, por lo tanto, el número de Reynolds a escala modelo es demasiado pequeño en comparación con los valores a escala prototipo [66]. A pesar de estas diferencias, los valores del coeficiente de arrastre propuestos por las diferentes normativas no varían significativamente, según la discusión realizada en la Sección 4.3.4, por lo que el escalado según Froude proporciona unos resultados lo suficientemente razonables como para considerar dicha escala en el modelado de una línea de fondeo.

Las características geométricas y másicas de las cadenas comerciales de acero seleccionadas para la realización de los experimentos se muestran en la Tabla 11. Uno de los parámetros más importantes que define el comportamiento de la catenaria es el peso por unidad de longitud, aunque hay otros parámetros, como la rigidez, que pueden ser dominantes en determinadas condiciones de trabajo de la línea de fondeo como son los eventos de cargas impulsivas o tipo snap, caracterizados por la pérdida instantánea de tensión seguida de su brusca recuperación, alcanzando un pico de carga en la línea de fondeo. Una técnica habitual para solventar este tipo de fenómenos, aunque únicamente válido en situaciones cuasi-estáticas, es la incorporación de un muelle en la línea de fondeo.

Tabla 11. Propiedades geométricas y másicas de las líneas de fondeo experimentales.

DIÁMETRO, d (mm)		t (mm)		b (mm)		LONGITUD (m)		PESO (kg/m)	
Modelo	Prototipo	Modelo	Prototipo	Modelo	Prototipo	Modelo	Prototipo	Modelo	Prototipo
1.6	64	13	520	8	320	7.305	292.2	0.047	75.2
2.5	100	16	640	9.5	380	7.305	292.2	0.115	184
3	120	18	720	11	440	7.305	292.2	0.162	259.2

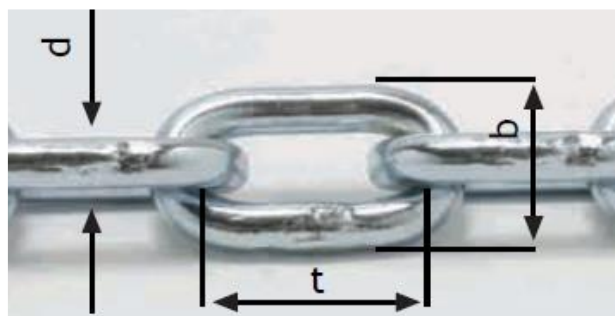


Figura 14. Referencia a las dimensiones de la cadena.

4.3.1.3 Configuración del modelo físico

La ubicación del modelo físico en el canal de ensayos se muestra en la Figura 15. Se ensayaron tres líneas de fondeo simultáneamente con el fin de analizar el efecto del peso de la línea de fondeo en la dinámica de la línea. Las líneas de fondeo se sumergieron y se anclaron en el fondo del canal por medio de una placa pesada de acero. La distancia entre el ancla y el fairlead fue de 6.97 m y la profundidad de agua de 1.35 m. El fairlead se situó 0.15 m por debajo de la superficie libre de agua.

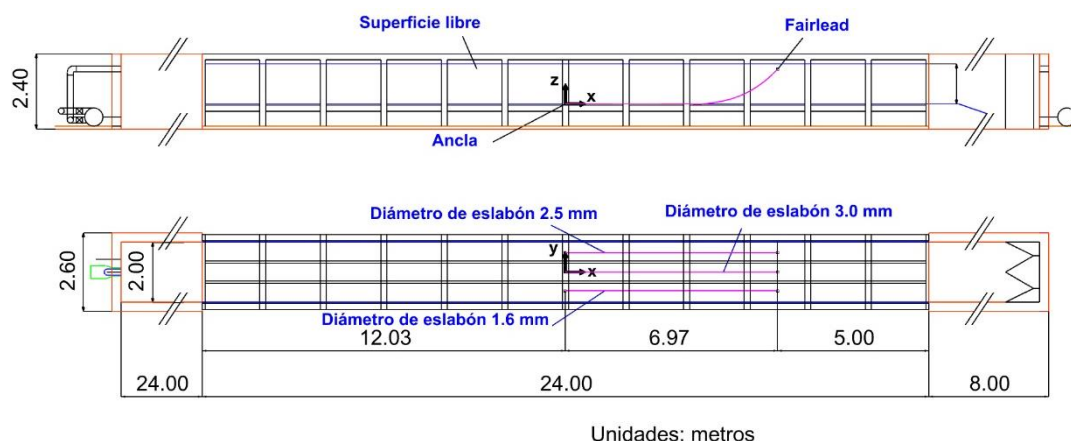


Figura 15. Vista en perfil y planta de la configuración de las líneas de fondeo ensayadas en laboratorio.

4.3.1.4 Sistemas de monitorización

El sistema de referencia para la toma de los datos experimentales se situó en el anclaje de la línea de fondeo central. A continuación, se realiza una breve descripción de los sensores usados en la campaña de ensayos, cuya ubicación dentro del canal de ensayos puede observarse en la Figura 16. Seis sensores de oleaje (Figura 17a) se emplearon para separar la señal de superficie libre, medida durante los ensayos, en dos tipos de señales: oleaje incidente y reflejado [67]. El perfil de velocidades de la corriente se midió por medio de cinco *ADV*s (acoustic Doppler velocimeters). La distancia vertical entre *ADV*s fue de 0.25 m medidos desde el fondo del canal (Figura 17b). La tensión de la línea de fondeo se midió usando una célula de carga axial. Las células de carga se ubicaron en el fairlead de cada línea de fondeo (Figura 17c). Los movimientos

de la línea de fondeo en distintos puntos se monitorizaron a través del sistema de captura de movimientos denominado Qualisys [68]. Este sistema de medida usa marcadores para capturar los movimientos en distintos puntos de forma simultánea. Los marcadores tienen forma de esfera, están fabricados con poliestireno y se encuentran cubiertos por material retrorreflectante. Seis marcadores (Figura 18), separados cada 0.2 m desde el fairlead, se monitorizaron a lo largo de cada línea de fondeo. Se añadió un peso equivalente de 0.9 gramos por marcador en cada línea de fondeo con el fin de compensar el desplazamiento adicional producido por dichos marcadores durante los ensayos.

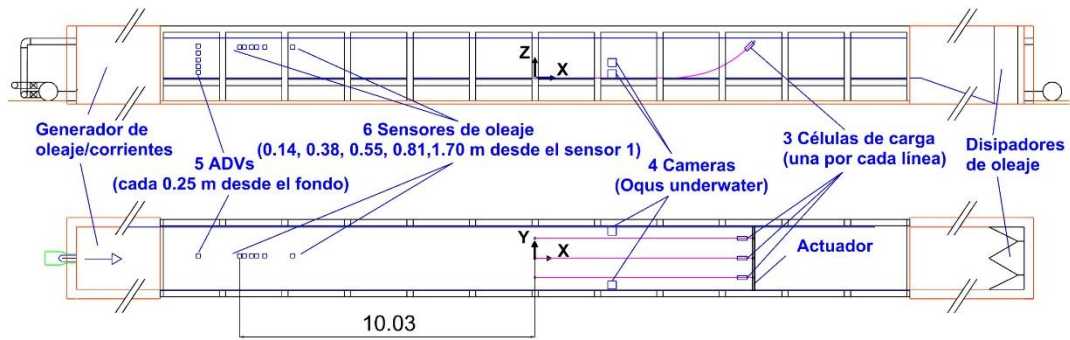


Figura 16. Ubicación de la instrumentación empleada en los ensayos experimentales.

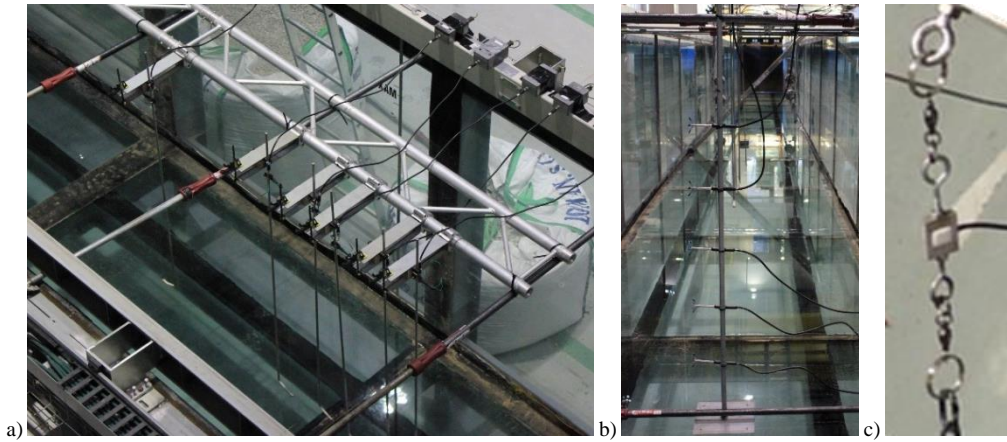


Figura 17. a) Akamina AWP-24. b) Acoustic Doppler Velocimeters (ADV). c) Futek LSB210.

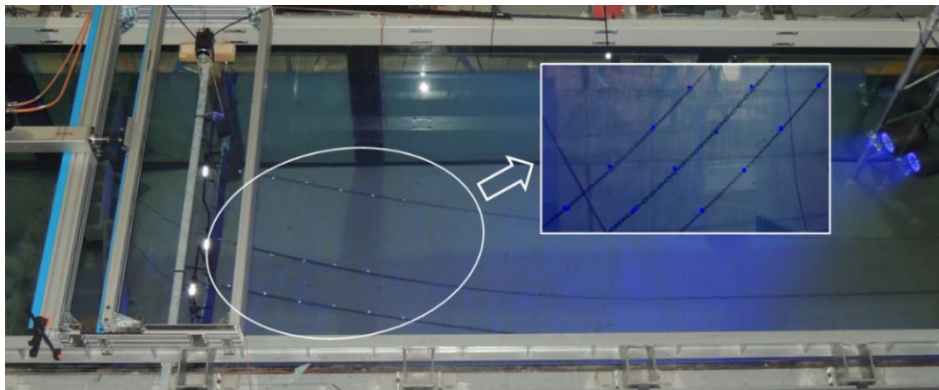


Figura 18. Marcadores de Qualisys para la medición de los movimientos en la línea de fondeo.

4.3.1.5 Actuadores y mecanismos

Se construyeron tres mecanismos con el objetivo de simular los movimientos principales de una plataforma flotante (Figura 19): surge, heave, roll, pitch y yaw. El primero consistió en una estructura de aluminio sobre la cual se alojó un actuador lineal que permitió reproducir los movimientos de surge y heave de la plataforma flotante (Figura 20). El actuador lineal (Bosch: EMC80) empleado fue capaz de generar una aceleración de 9.5 m/s^2 con una fuerza de 600 N a máxima potencia. El actuador se acopló a una barra central cuyo movimiento fue posible gracias a la introducción de unas guías provistas de cojinetes ubicadas en los laterales de dicha barra. A su vez, esta barra central alojó tres barras verticales independientes que permitieron ajustar la posición del fairlead en cada línea de fondeo. El segundo mecanismo que se diseñó fue un dispositivo de rotación que permitió simular los movimientos de roll y yaw (Figura 21). Un sistema de engranajes transmitió, de forma simultánea, el par generado por el motor (MDrive 34: MDI1frd34c7 EQ) a cada uno de los tres discos de acero de la estructura. Los movimientos en yaw se lograron ubicando los discos del dispositivo en posición horizontal mientras que los de roll en posición vertical. Es preciso señalar que el par generado por el motor fue insuficiente para la realización de ensayos rotacionales de alta frecuencia. Finalmente, un cigüeñal con un mecanismo de transmisión de poleas permitió recrear el movimiento de pitch de la plataforma flotante (Figura 22).

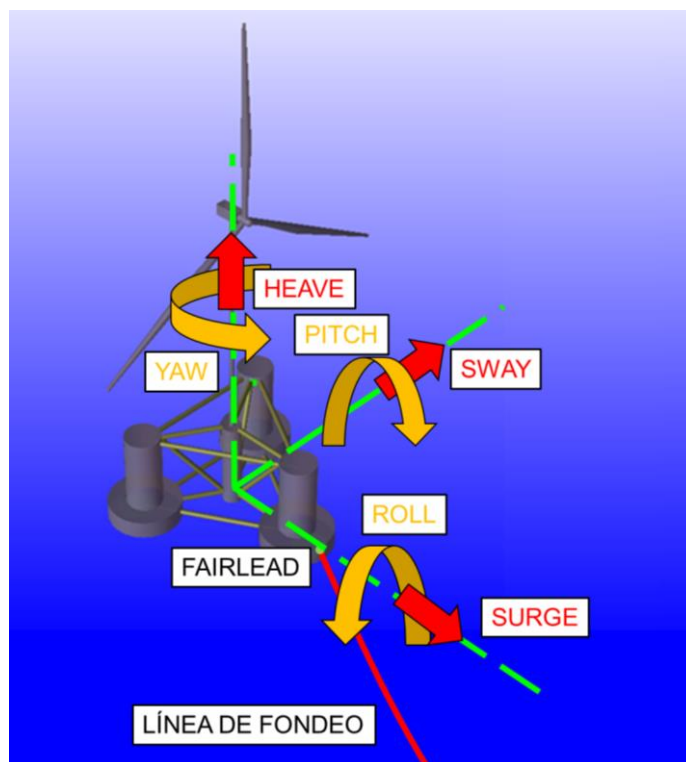
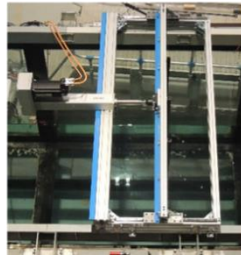


Figura 19. Movimientos de una plataforma flotante.

ACTUADOR LINEAL

POSICIÓN EN SURGE



POSICIÓN EN HEAVE

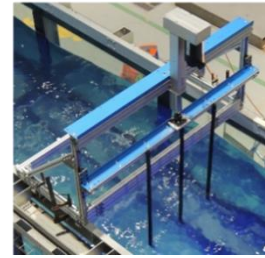
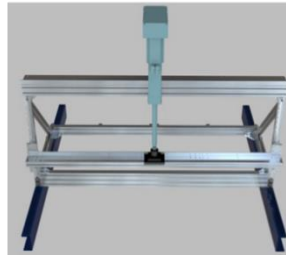
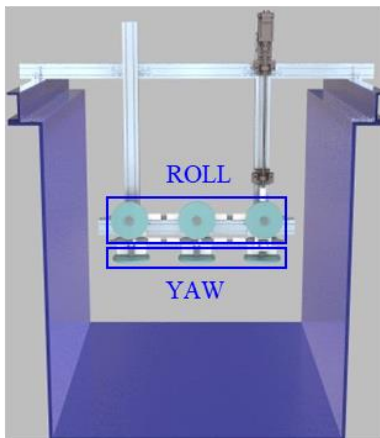


Figura 20. Actuador lineal para la ejecución de los movimientos en surge y heave de las líneas de fondeo.

DISPOSITIVO DE ROTACIÓN

POSICIÓN EN ROLL/YAW



ELEMENTOS DEL DISPOSITIVO

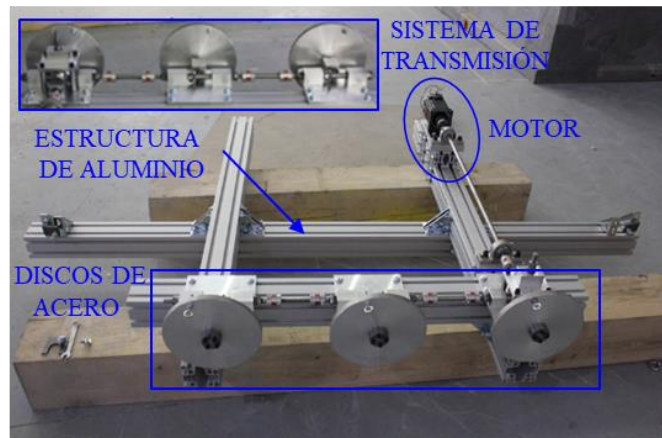


Figura 21. Dispositivo/máquina de rotación para la ejecución de los movimientos en roll y yaw de las líneas de fondeo.

CIGÜEÑAL

POSICIÓN EN PITCH



ELEMENTOS

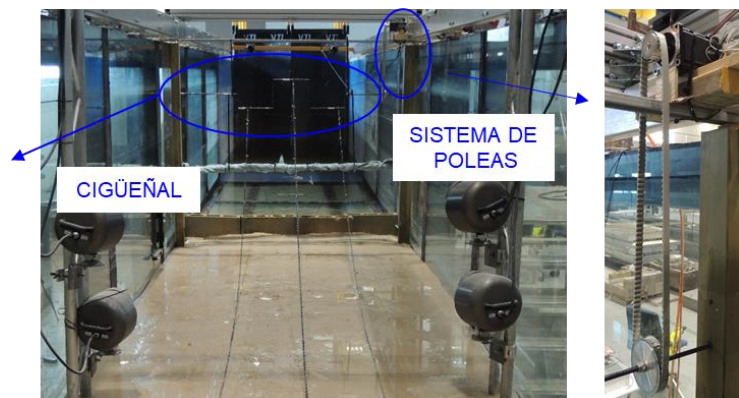


Figura 22. Cigüeñal para la ejecución del movimiento en pitch de las líneas de fondeo.

4.3.2 Descripción de los ensayos experimentales

Se llevaron a cabo tres tipos de experimentos: 1) experimentos físico-mecánicos de la línea de fondeo 2) experimentos de caracterización geotécnica y 3) experimentos de caracterización hidrodinámica.

4.3.2.1 Caracterización física y mecánica

En la Sección 4.3.1.2 se describieron las principales características geométricas y másicas de los modelos utilizados en los ensayos experimentales y se indicó la importancia que podrían tener en el comportamiento de la línea de fondeo el peso y la rigidez. Una importante característica asociada al peso de la línea de fondeo es la fuerza restauradora, que representa la carga con la que el sistema volvería a su posición de equilibrio una vez que se ha alejado de dicha posición. La curva de rigidez que relaciona la fuerza restauradora con el desplazamiento horizontal dado en la posición del fairlead para cada una de las líneas de fondeo ensayadas se muestra en la Figura 23. En dicha figura, los puntos representan las mediciones realizadas en laboratorio y, a partir de ellos, se ha realizado un ajuste por medio de una curva de tercer grado para obtener la curva de rigidez asociada a cada línea de fondeo. Como se observa en la figura, la mayor fuerza restauradora se obtiene para la línea de mayor peso.

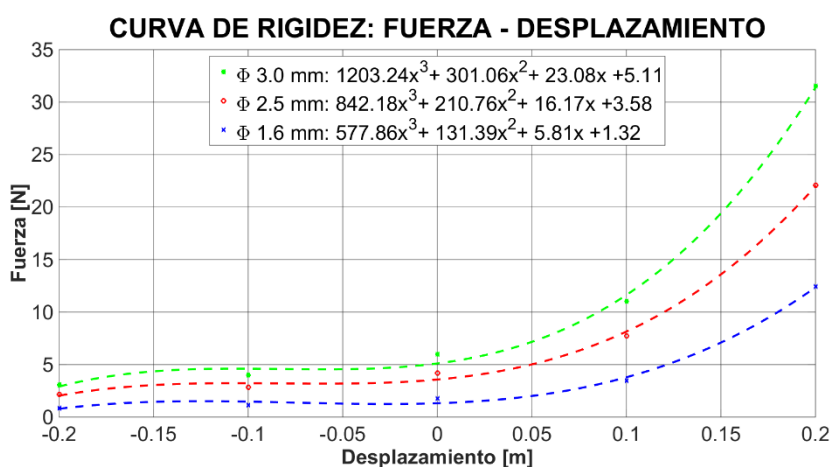


Figura 23. Curva de rigidez de las líneas de fondeo ensayadas.

Además de la fuerza restauradora, otras características relevantes de una línea de fondeo son la rigidez axial y el diámetro hidrodinámico equivalente.

La rigidez axial de cada línea de fondeo se obtuvo a partir de una serie de ensayos de tracción (Figura 24a) realizados en el Laboratorio de la División de Ciencia e Ingeniería de los Materiales (LADICIM) de la Universidad de Cantabria. Concretamente, se realizaron tres ensayos por cada línea de fondeo ensayada. En estos ensayos, la muestra se sometió a una rampa creciente de carga entre 5 y 25 kN trabajando en control de posición registrándose los valores de cargas y desplazamientos entre mordazas según se muestra en la Figura 25.

Para determinar el diámetro equivalente de cada línea de fondeo se realizó una serie de ensayos volumétricos (Figura 24b) que permitieron obtener el área efectiva de la catenaria, formada por eslabones de cadena, asimilándola a un cable de sección circular.

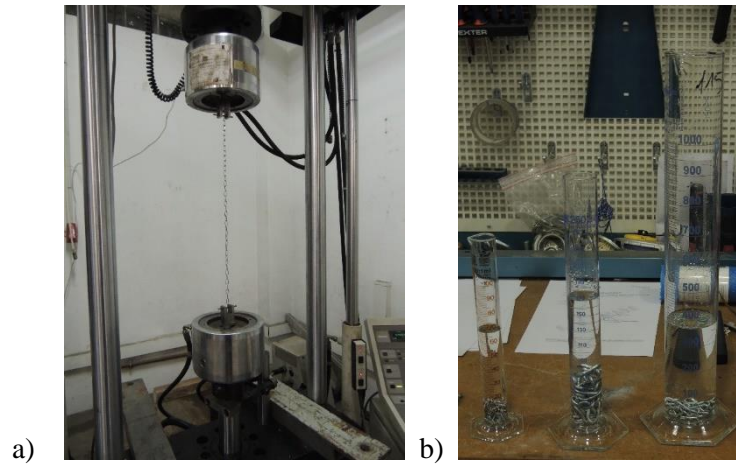


Figura 24. a) Ensayo de tracción. b) Ensayo volumétrico.

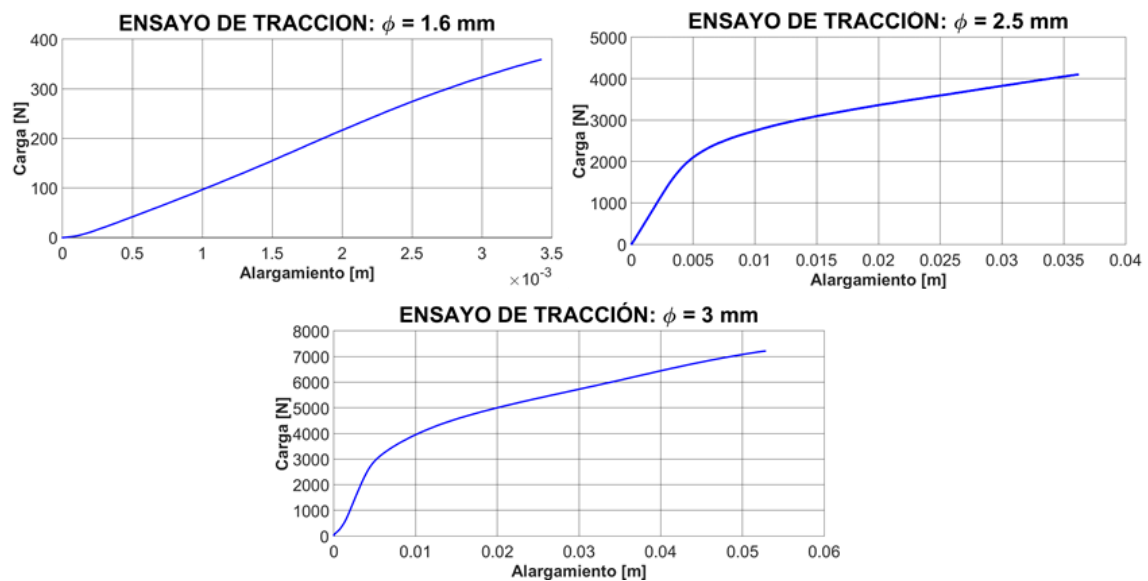


Figura 25. Ensayos de tracción (Fuente: Ladicim).

En general, los resultados experimentales obtenidos de rigidez axial fueron mayores que los del prototipo a escala. La comparación, a escala prototipo, entre el módulo elástico obtenido a partir de los ensayos experimentales y los valores propuestos por la normativa DNV [31] para diferentes calidades de acero se muestran en la Tabla 12. En general, los valores experimentales son un orden de magnitud mayor que los de la DNV. A causa de esto, se añadieron una serie de muelles calibrados al final de cada una de las líneas de fondeo con objeto de simular la rigidez real de la línea de fondeo en situaciones cuasi-estáticas (Figura 26). En consecuencia, la rigidez real de la línea de fondeo será el resultado de dos rigideces, la de la cadena y la del muelle.

Si consideramos una fuerza, F , que actúa a lo largo de la línea de fondeo y denotamos como δ el desplazamiento, la rigidez del muelle (k_s) será, usando las ecuaciones de compatibilidad entre la rigidez real del prototipo (k_p) y la rigidez del modelo (k_m):

$$F = k_p \delta_p \quad F = k_m \delta_m = k_s \delta_s \quad \delta_p = \delta_m + \delta_s \quad k_s = \frac{k_p k_m}{k_m - k_p} \quad (2)$$

Tabla 12. Módulo elástico: laboratorio & DNV [31].

ESCALA PROTOTIPO	DIÁMETRO (mm)		
MODULO ELÁSTICO (N/m ²)	64	100	120
LABORATORIO (curva ingenieril tensión deformación)	2.94×10^{11}	6.23×10^{11}	6.90×10^{11}
DNV: R3	5.14×10^{10}	5.00×10^{10}	4.92×10^{10}
DNV: R4	5.29×10^{10}	5.20×10^{10}	5.15×10^{10}
DNV: R5	5.79×10^{10}	5.67×10^{10}	5.60×10^{10}



Figura 26. Muelles en las líneas de fondeo.

Los resultados de los ensayos de tracción, los ensayos volumétricos y las rigideces de los muelles se detallan en la Tabla 13.

Tabla 13. Caracterización física y mecánica de las líneas de fondeo experimentales.

	DIÁMETRO (mm)		
PROPIEDADES	1.6	2.5	3
LONGITUD INICIAL (mm)	514.17	500.1	491.8
CARGA DE ROTURA (N)	358	4 200	7 210
ALARGAMIENTO (m)	0.00342	0.03613	0.05277
RIGIDEZ (N/m)	119 548	489 614	740 745
MÓDULO ELÁSTICO (N/m ²)	7.35×10^9	1.56×10^{10}	7.72×10^{10}
RIGIDEZ DEL MUELLE (para R5) (N/m)	975	1 987	2 772
DIÁMETRO HIDRODINÁMICO EQUIVALENTE (m)	0.0033	0.0045	0.0052
CONDICIONES AMBIENTALES (TEMPERATURA/HUMEDAD RELATIVA)	18.1 °C 86.1 %		

4.3.2.2 Caracterización geotécnica

A continuación se describe el método seguido para escalar el tamaño de grano de escala prototipo a escala modelo. Como criterio de escalado se utiliza el número de Shields [69]. La técnica de modelado del tamaño de grano intenta mantener que el número crítico de Shields de inicio de movimiento y la densidad sea la misma en la escala del modelo y del prototipo. El número crítico de Shields de inicio de movimiento se define como:

$$\text{Número de Shields} = \frac{\tau_{0\max}}{(\rho_s - \rho_a) g D} \quad (3)$$

Siendo D el tamaño característico del sedimento (D_{50}), ρ_s la densidad del sedimento, ρ_a la densidad del agua, g la aceleración de la gravedad y $\tau_{0\max}$ la tensión tangencial máxima expresada como:

$$\tau_{0\max} = 0.5 \rho_a f_w U_\delta^2 \quad (4)$$

Donde U_δ es la velocidad orbital del oleaje y f_w el factor de fricción generado por el oleaje incidente definido como:

$$f_w = 0.993 \left(\frac{D}{U_\delta T_{oleaje}} \right)^{0.52} \quad (5)$$

Siendo T_{oleaje} el periodo del oleaje y $\Delta = (\rho_s - \rho_a) / \rho_a$ la densidad sumergida.

Combinando las expresiones (4) y (5), se puede redefinir $\tau_{0\max}$ como:

$$\tau_{0\max} = 0.4965 \rho_a U_\delta^2 \left(\frac{D}{U_\delta T_{oleaje}} \right)^{0.52} \quad (6)$$

Finalmente, combinando (3) y (6), el número crítico de Shields puede ser expresado en función de las siguientes variables: U_δ , D , T_{oleaje} , Δ , g .

$$\text{Número de Shields} = \frac{0.4965 U_\delta^2 \left(\frac{D}{U_\delta T_{oleaje}} \right)^{0.52}}{\Delta g D} \quad (7)$$

Admitiendo que el número de Shields crítico es el mismo en escala prototipo y modelo, se puede obtener (8).

$$\frac{Shields\ prototipo\ (S_p)}{Shields\ modelo\ (S_m)} = \frac{\frac{0.4965\ U_{\delta,p}^2 \left(\frac{D_p}{U_{\delta,p} T_{oleaje,p}} \right)^{0.52}}{\Delta_p\ g\ D_p}}{\frac{0.4965\ U_{\delta,m}^2 \left(\frac{D_m}{U_{\delta,m} T_{oleaje,m}} \right)^{0.52}}{\Delta_m\ g\ D_m}} = \frac{N_U^2 \left(\frac{N_D}{N_U N_T} \right)^{0.52}}{N_\Delta\ N_D} = 1 \quad (8)$$

Representando N_U, N_D, N_T, N_Δ la relación entre la velocidad orbital, el tamaño de grano, el periodo y la densidad sumergida, respectivamente, entre el prototipo y el modelo. Teniendo en cuenta las leyes de escalado de Froude (Tabla 10), si N_L es la relación de longitudes, $N_U = \sqrt{N_L}$ y $N_T = \sqrt{N_L}$, por lo tanto, (8) queda expresado como:

$$\frac{N_L \left(\frac{N_D}{N_L} \right)^{0.52}}{N_\Delta\ N_D} = \frac{1}{N_\Delta} \left(\frac{N_L}{N_D} \right)^{0.48} = 1 \quad (9)$$

Siendo la relación entre la escala del tamaño de grano, de longitud y de densidad sumergida la expresada por (10) en la que considerando una densidad de sedimento de 2 650 kg/m³, una densidad de agua en prototipo de 1 025 kg/m³ y en modelo de 1 000 kg/m³, resulta una escala de:

$$N_D = N_L\ N_\Delta^{-2.083} = 40\ (0.9608^{-2.083}) = 43.5 \quad (10)$$

La distribución del tamaño de grano se muestra en la Figura 27. El diámetro medio de grano (D_{50}) es de 0.13 mm el cual representa, a escala real, una grava fina de diámetro 5.65 mm.

La fricción del fondo fue obtenida a partir de un ensayo de arrastre (Figura 28). El ensayo se basó en arrastrar la cadena sobre la superficie de la arena y del cristal a velocidad constante usando el carro situado en la parte superior del canal. El coeficiente de fricción obtenido sobre la arena fue de 0.7 y sobre el cristal (fondo sin arena) de 0.24.



Figura 27. Curva granulométrica de la arena.



Figura 28. Ensayo de arrastre.

4.3.2.3 Caracterización hidrodinámica

Se simularon diferentes condiciones hidrodinámicas con el fin de caracterizar el comportamiento de las líneas de fondeo. El plan de ensayos (Tabla 14) se dividió en dos tipos de ensayos: 1) ensayos con movimientos impuestos en el fairlead 2) ensayos con cargas oceánicas (oleaje, corriente, oleaje-corriente). Los movimientos impuestos, representativos de la dinámica de la plataforma, se obtuvieron a partir de los mecanismos presentados en la Sección 4.3.1.5. La respuesta de la línea de fondeo obedece únicamente a movimientos lineales inducidos en el fairlead y no a movimientos rotacionales. No obstante, los movimientos rotacionales propuestos se justifican por el hecho de que introdujeron tanto movimientos verticales como horizontales simultáneamente en la línea de fondeo. El efecto de la fricción del fondo marino sobre la línea de fondeo se analizó introduciendo en el canal un fondo arenoso y ejecutando los mismos ensayos de movimientos impuestos previamente realizados sin tener en cuenta el fondo arenoso.

Tabla 14. Plan de ensayos.

PLAN ENSAYOS			Cargas oceánicas			
			Sin cargas	Oleaje	Corriente	Oleaje - corriente
Posición del fairlead	Estático	Fijo	X	X	X	X
		Surge	X	-	X	-
	Dinámico (movimientos impuestos)	Heave	X	-	X	-
		Roll	X	-	-	-
		Pitch	X	-	-	-
		Yaw	X	-	-	-

Se seleccionaron diferentes estados de mar para analizar la respuesta hidrodinámica de la línea de fondeo incluyendo oleajes regulares e irregulares. Los ensayos de oleaje no incluyeron movimientos impuestos en la línea de forma simultánea. Los ensayos de oleaje regular se llevaron a cabo para diferentes alturas de ola media (H_m) (0.075 m y 0.15 m) y periodos medios (T_m) comprendidos entre 0.95 s a 2.21 s a escala modelo. Los ensayos de oleaje irregular cubrieron alturas de ola significativa (H_s) entre 0.15 m y 0.225 m, y periodos de pico (T_p) entre 1.42 s y 2.06 s.

Tabla 15. Ensayos de oleaje.

ESTADOS DE MAR				
Oleaje	Escala	H_m-H_s (m)	T_m-T_p (s)	Peralte del oleaje
Regular	Modelo Prototipo	0.075 3	0.95-1.26-1.58-1.90-2.21 6-8-10-12-14	0.053-0.030-0.020-0.014-0.011
Regular	Modelo Prototipo	0.150 6	0.95-1.26-1.58-1.90-2.21 6-8-10-12-14	0.106-0.061-0.039-0.029-0.023
Irregular	Modelo Prototipo	0.150 6	1.42 9	0.048
Irregular	Modelo Prototipo	0.175 7	1.90 12	0.034
Irregular	Modelo Prototipo	0.225 9	2.06 13	0.038

Finalmente, los ensayos con movimientos impuestos en el fairlead de la línea de fondeo se realizaron en los grados de libertad de surge, heave, pitch, roll y yaw. Se ensayaron tres amplitudes diferentes en el movimiento de surge, 0.0375 m, 0.075 m y 0.125 m, con periodos comprendidos entre 0.79 s y 7.91 s. Los movimientos en heave se realizaron con dos amplitudes, 0.0375 m y 0.075 m, y periodos entre 0.79 s y 3.48 s. Adicionalmente, se realizaron ensayos con movimientos impuestos y corriente (0.08 m/s). La amplitud de estos movimientos fue de 0.075 m en surge y 0.0375 m en heave considerando los mismos periodos que en los ensayos iniciales. Se realizaron un total de 55 ensayos en surge y heave. La Tabla 16 muestra un resumen con las características de los movimientos impuestos propuestos en surge y heave.

Tabla 16. Ensayos de movimientos lineales impuestos en el fairlead.

MOVIMIENTOS LINEALES IMPUESTOS			
Grado de libertad excitado	Escala	2 Amplitud (m)	Periodo (s)
Surge	Modelo	0.075	0.79-1.58-2.37-3.16-4.74-6.32-7.91
	Prototipo	3	5-10-15-20-30-40-50
	Modelo	0.150	0.79-1.58-2.37-3.16-4.74-6.32-7.91
	Prototipo	6	5-10-15-20-30-40-50
	Modelo	0.250	0.79-1.58-2.37-3.16-4.74-6.32-7.91
	Prototipo	10	5-10-15-20-30-40-50
Heave	Modelo	0.075	0.79-1.26-1.58-1.90-2.21-2.53-2.85-3.16-3.48
	Prototipo	3	5-8-10-12-14-16-18-20-22
	Modelo	0.150	0.79-1.26-1.58-1.90-2.21-2.53-2.85-3.16-3.48
	Prototipo	6	5-8-10-12-14-16-18-20-22

Los movimientos rotacionales impuestos reprodujeron movimientos en roll, pitch y yaw. El radio adoptado fue el mismo para los movimientos de roll y yaw y ligeramente diferente para el de pitch debido al tipo de mecanismo utilizado. Se realizaron un total de 15 ensayos considerando

un amplio rango de velocidades de ensayo para cada grado de libertad como se muestra en la Tabla 17.

Tabla 17. Ensayos de movimientos rotacionales impuestos en el fairlead.

MOVIMIENTOS ROTACIONALES IMPUESTOS			
Grado de libertad excitado	Escala	Radio (m)	Velocidad (rad/s)
Roll	Modelo	0.100	0.123-0.368-0.614-1.227-1.841-2.454
	Prototipo	4	0.02-0.06-0.1-0.2-0.3-0.4
Yaw	Modelo	0.100	0.123-0.614-1.227
	Prototipo	4	0.02-0.1-0.2
Pitch	Modelo	0.120	0.061-0.184-0.307-0.368-0.920-1.227
	Prototipo	4.8	0.01-0.03-0.05-0.06-0.15-0.2

El efecto de la fricción del fondo marino en la línea de fondeo se analizó en los grados de libertad de surge, heave y pitch. Una capa de arena (Figura 29) de espesor de 0.11 m se vertió y compactó en el interior del canal sobre la cual se colocaron las líneas de fondeo. Se simularon los mismos periodos y velocidades que en los casos previamente descritos a fin de comparar ambas tipologías de ensayos.



Figura 29. Ensayos experimentales de las líneas de fondeo con lecho arenoso.

4.4 Resultados

Los resultados se presentan a escala modelo. En primer lugar, se analizan los ensayos de forma individual y, posteriormente, se clasifican por tipo de ensayo con objeto de obtener conclusiones generales del comportamiento de la línea de fondeo.

En las siguientes Secciones, el comportamiento de la línea de fondeo se analiza en términos de tensiones en el fairlead, movimientos en la línea y energía absorbida por la línea bajo diferentes hipótesis de carga: movimientos impuestos, movimientos impuestos con corrientes, oleaje y oleaje-corriente con la catenaria en posición estática y, finalmente, movimientos impuestos en presencia de fondo arenoso.

4.4.1 Movimientos impuestos

Una importante magnitud relacionada con los desplazamientos y tensiones es la cantidad de energía absorbida por la línea de fondeo. Esta energía limita la respuesta de la plataforma reduciendo el peligro de rotura del sistema de fondeo. La energía se calcula usando la expresión (11) donde \vec{T} y $\vec{\delta}$ representan la tensión, en unidades de fuerza, y el desplazamiento en el fairlead, respectivamente.

$$E_{absorbida} = \oint \vec{T} d\vec{\delta} \quad (11)$$

Si se representa el par tensión-desplazamiento medido en el fairlead en cada paso de tiempo, se obtiene el ciclo de histéresis. El área encerrada por este gráfico representa la energía disipada en cada ciclo. La expresión (11) evidencia que la energía absorbida se obtiene a partir de las componentes de tensión y desplazamiento medidas en la misma dirección. Las tensiones en las líneas de fondeo ensayadas en laboratorio se midieron con células de carga uniaxiales por lo que no fue posible esta descomposición y, por tanto, los resultados se muestran considerando la tensión total registrada en la línea de fondeo. A pesar de ello, el análisis de la curva fuerza-desplazamiento proporciona una comprensión profunda y conclusiones interesantes acerca del comportamiento dinámico de la línea de fondeo como se expone a continuación. La Figura 30 y la Figura 31 muestran algunos resultados obtenidos en los ensayos de movimiento impuesto en surge con una amplitud de movimiento de 75 mm y periodos de 1.58 s y 7.91 s, respectivamente.

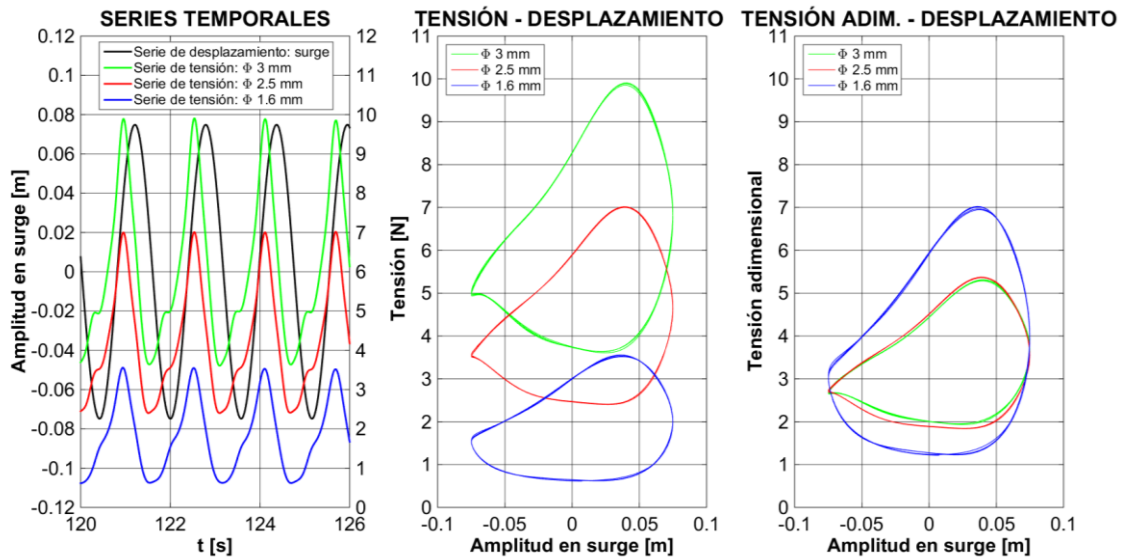


Figura 30. Ensayo en surge (amplitud 75 mm periodo 1.58 s): series temporales de desplazamiento y tensión y curvas tensión-desplazamiento.

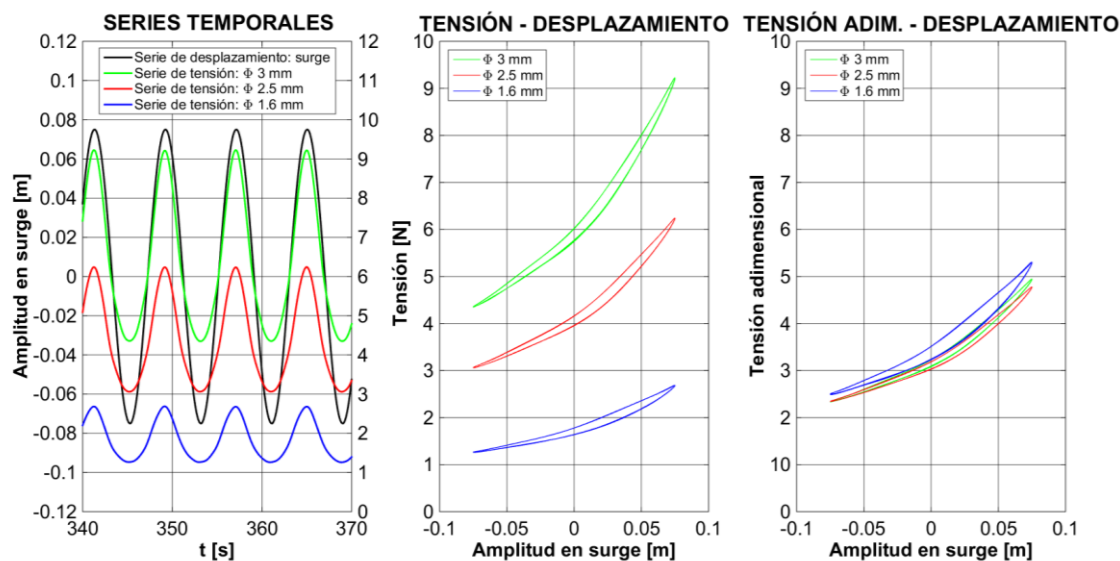


Figura 31. Ensayo en surge (amplitud 75 mm periodo 7.91 s): series temporales de desplazamiento y tensión y curvas tensión-desplazamiento.

De la comparación de las figuras anteriores se puede concluir que:

- Primero, las series temporales de desplazamiento y tensión están desfasadas en los ensayos con periodo corto mientras que se encuentran en fase en ensayos con periodo largo.
- Segundo, los valores de tensión son más elevados en ensayos con periodo corto que en los de periodo largo a igualdad de amplitud de movimiento.
- Tercero, las series temporales de tensión muestran un armónico adicional en los ensayos con periodo corto, principalmente debido a los efectos inerciales de la línea de fondeo.
- Por último, el amortiguamiento de la línea es mayor en los ensayos con periodo corto que en los de periodo largo. La energía absorbida es de 0.561 J, 0.407 J y 0.290 J en las líneas de diámetro 3 mm, 2.5 mm y 1.6 mm, respectivamente, en el ensayo de movimiento impuesto en surge con amplitud de 75 mm y periodo 1.58 s mientras que es de 0.061 J, 0.030 J y 0.022 J en el mismo ensayo, pero con periodo de 7.91 s. Por lo tanto, periodos cortos disipan mayor cantidad de energía que periodos largos. Es destacable señalar que los efectos de amortiguamiento son mayores en la línea más pesada en términos absolutos pero la línea menos pesada es más eficiente en términos relativos si el análisis se realiza a partir de parámetros adimensionales [70].

El análisis de las trayectorias de los diferentes marcadores situados a lo largo de la línea de fondeo muestra patrones similares en todos los ensayos. En general, puntos cercanos al fairlead presentan un patrón de movimiento similar a éste, mientras que los situados en puntos más profundos tienden a adquirir un movimiento vertical. Desde la Figura 32 hasta la Figura 37, se muestran las trayectorias de los diferentes marcadores de acuerdo a diferentes ensayos en roll, surge, pitch y heave. El marcador 1, $M1$, está situado a 0.2 m desde la posición del fairlead y el

resto de marcadores mantienen la misma distancia entre ellos. El movimiento de roll se impone en el fairlead a través de un movimiento circular en el plano YZ . Los marcadores tienden a describir movimientos elípticos en el plano YZ y en el XY mientras que son verticales en el XZ . Resultados similares se obtienen para el movimiento en pitch, aunque los semiejes son más cortos y más largos en la dirección horizontal y vertical, respectivamente. Si se considera el movimiento en surge, las trayectorias de los marcadores cercanos al fairlead tienden a ser horizontales mientras que son verticales en los marcadores más profundos. Se muestran diferentes periodos con el fin de analizar el impacto en la trayectoria del posible desfase existente entre la tensión y el desplazamiento del movimiento impuesto. Los movimientos impuestos en heave generan movimientos verticales en todos los marcadores, con sus trayectorias coincidentes en los ensayos con periodos más largos y distintas en los más cortos.

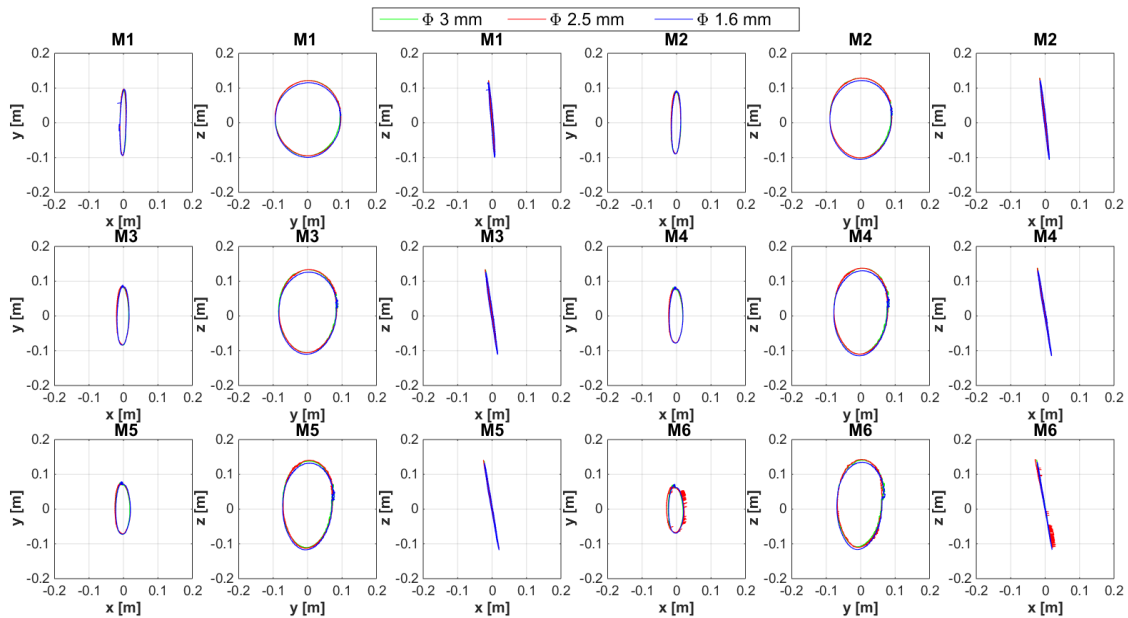


Figura 32. Ensayo: Roll (0.123 rad/s). Trayectorias en los planos XY , YZ y XZ .

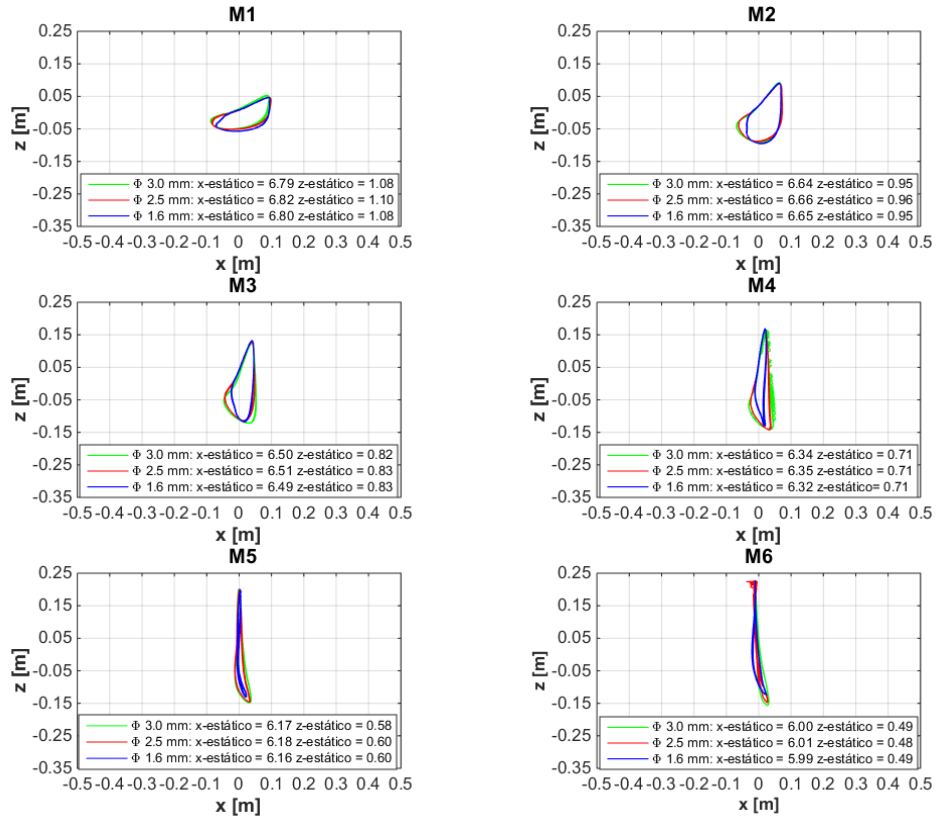


Figura 33. Ensayo: Surge (amplitud 125 mm periodo 1.58 s). Trayectorias en el plano XZ.

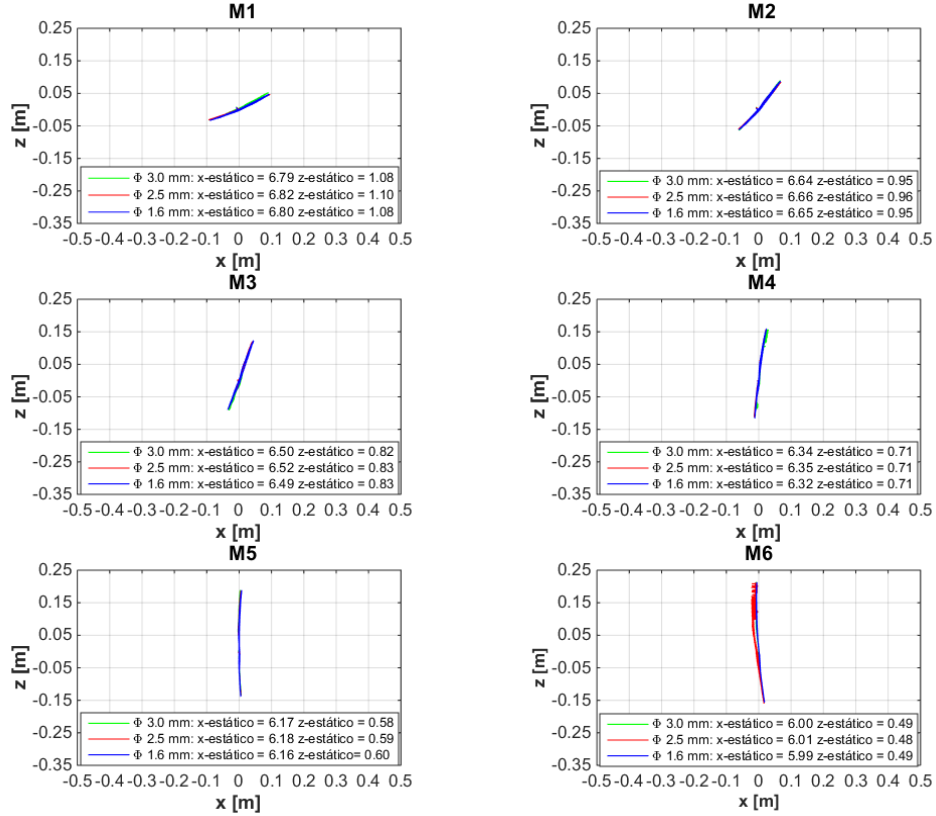


Figura 34. Ensayo: Surge (amplitud 125 mm periodo 7.91 s). Trayectorias en el plano XZ.

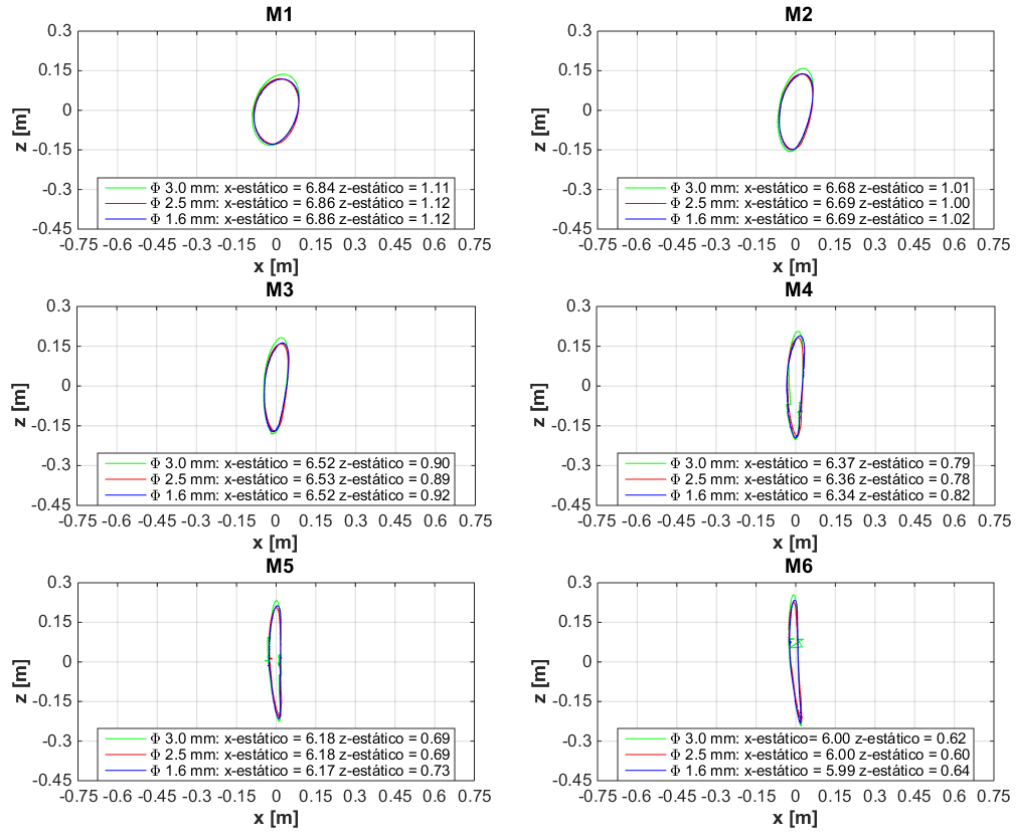


Figura 35. Ensayo: Pitch (0.0614 rad/s). Trayectorias en el plano XZ.

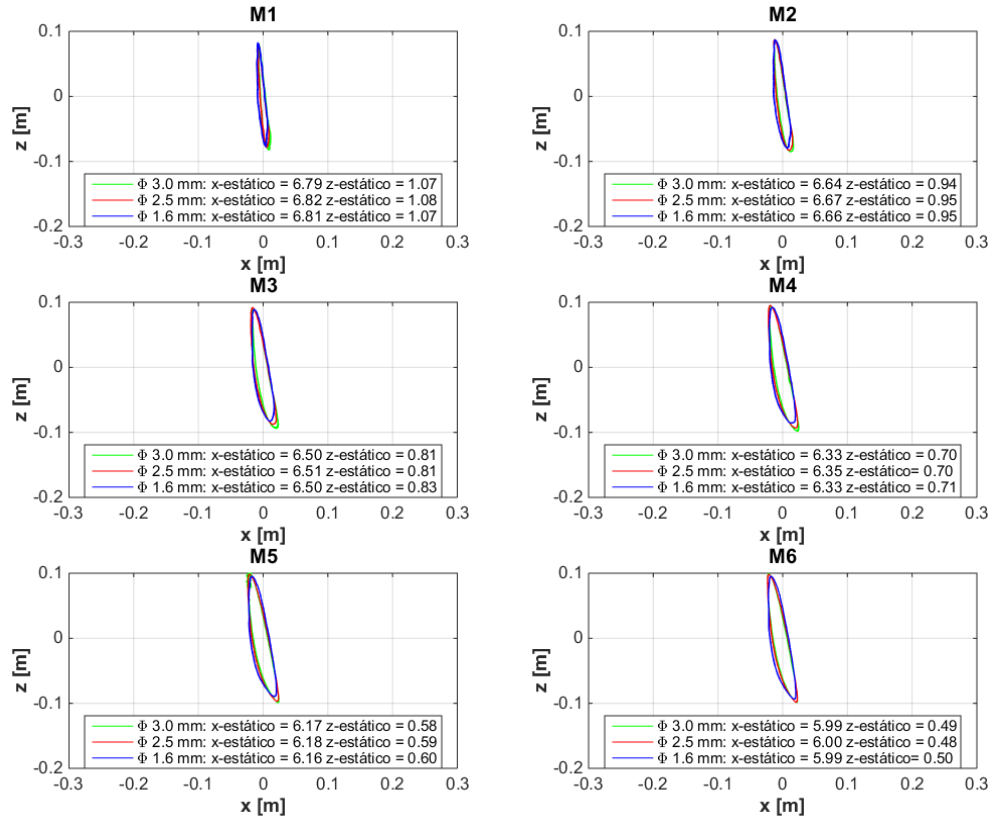


Figura 36. Ensayo: Heave (amplitud 75 mm periodo 1.26 s). Trayectorias en el plano XZ.

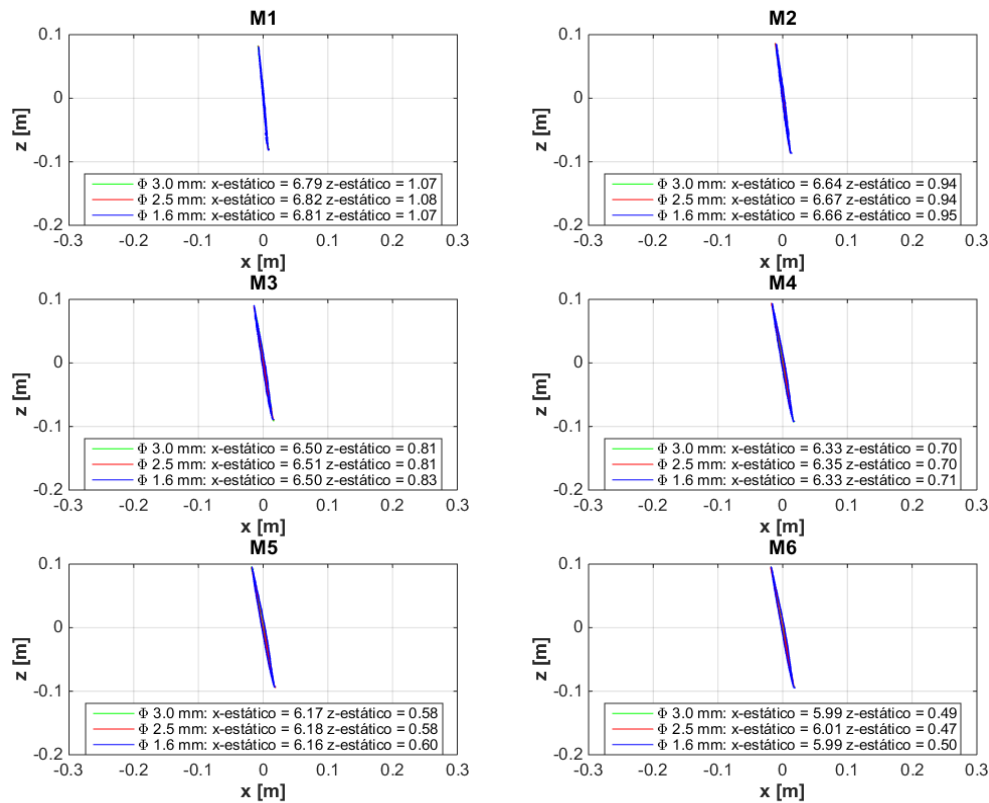


Figura 37. Ensayo: Heave (amplitud 75 mm periodo 3.48 s). Trayectorias en el plano XZ.

A continuación, se exponen de forma agregada los resultados de tensión y energía absorbida por la línea de fondeo para diferentes ensayos con movimiento impuesto. Adicionalmente, estos resultados se presentan de forma adimensional para poder valorar el comportamiento de cada línea de fondeo en función de sus características propias (peso, diámetro, ...). Las magnitudes adimensionales utilizadas han sido:

- Amortiguamiento adimensional definido como la relación entre la energía absorbida por la línea de fondeo y la amplitud de movimiento, el peso efectivo lineal de la línea de fondeo y la profundidad.
- Tensión adimensional que relaciona la tensión de la línea de fondeo con el peso efectivo lineal de la propia línea y la profundidad.
- Periodo adimensional que es la relación entre el periodo de la excitación y el periodo de un péndulo de longitud igual a la profundidad.

La Figura 38 y la Figura 39 muestran la energía absorbida por las líneas de fondeo para diferentes amplitudes y periodos de movimiento en surge y heave, respectivamente. De ellas se concluye que la cantidad de energía absorbida depende del peso de la línea y del movimiento (amplitud y periodo). En general, a mayor peso de la línea de fondeo, mayor amplitud de movimiento y menor periodo de excitación, mayor energía absorbida por la línea de fondeo. Es destacable resaltar que, cuando el periodo de excitación es bajo, la energía absorbida por la línea

es alta hasta alcanzar un cierto periodo, a partir del cual, prácticamente, no existe diferencia en la energía absorbida por la línea de fondeo independientemente de su peso y de la amplitud del movimiento. Este periodo es de 4.5 s, 2.25 s y 1.5 s para amplitudes de 0.125 m, 0.075 m y 0.0375 m, respectivamente. Por lo tanto, este periodo varía con la cantidad de energía introducida en el sistema. A partir de este periodo, se puede concluir que se obtendría un comportamiento similar al presentado en la Figura 31 en la que los movimientos y las tensiones tienden a estar en fase, la curva tensión-desplazamiento tiende a convertirse en una línea y, por tanto, los efectos dinámicos debidos a las aceleraciones son menos importantes, pudiéndose considerar que el comportamiento de la línea es cuasi-estático. Si los resultados anteriores se analizan de forma adimensional, se puede comprobar como la línea de fondeo menos pesada muestra un comportamiento más eficiente que las otras dos, tanto en surge como en heave, al contener un mayor amortiguamiento en la totalidad de los periodos ensayados.

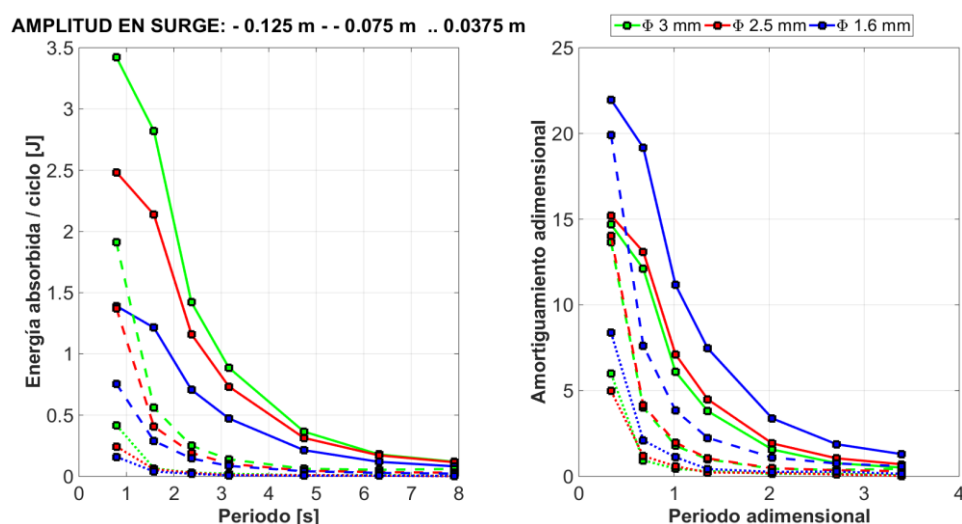


Figura 38. Ensayo: movimiento en surge. Energía absorbida por las líneas de fondeo.

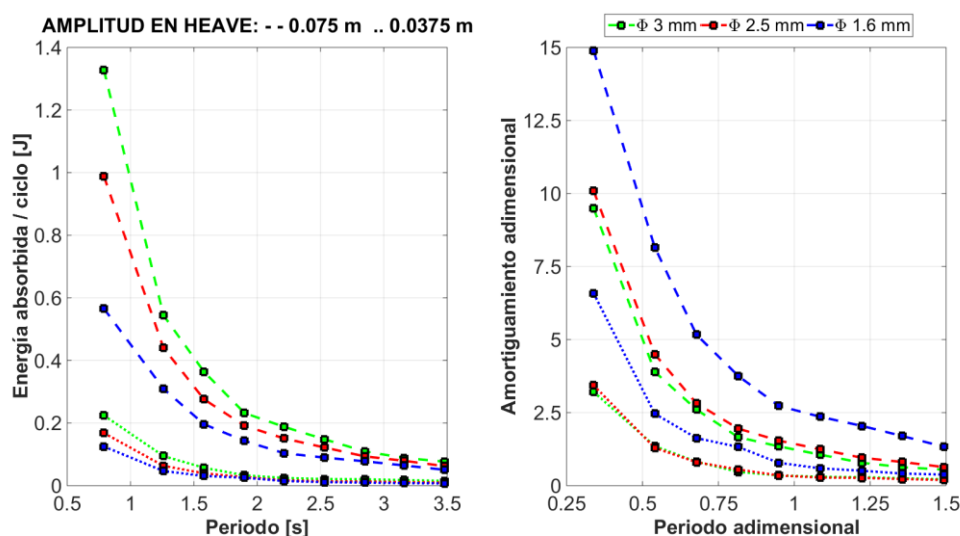


Figura 39. Ensayo: movimiento en heave. Energía absorbida por las líneas de fondeo.

Los valores de tensión máxima y mínima en las diferentes líneas de fondeo para distintos movimientos impuestos, amplitudes de movimiento y periodos se muestran desde la Figura 40 hasta la Figura 42. Al igual que ocurriría con el parámetro de la energía, se observa un cierto periodo a partir del cual las tensiones permanecen constantes. Este periodo coincide aproximadamente con el periodo umbral observado en el análisis de la energía absorbida por las líneas de fondeo. Por lo tanto, las cargas máximas y mínimas dependen del peso y de la amplitud del movimiento hasta un cierto periodo a partir del cual solamente dependen del peso. La respuesta más extrema de la línea de fondeo se obtiene en los movimientos con amplitudes mayores (0.125 m) y periodos menores (0.79 s), llegándose a alcanzar cargas impulsivas. La presencia de tensiones constantes a partir de un cierto periodo indica la escasa importancia de la aceleración en la dinámica de la línea de fondeo.

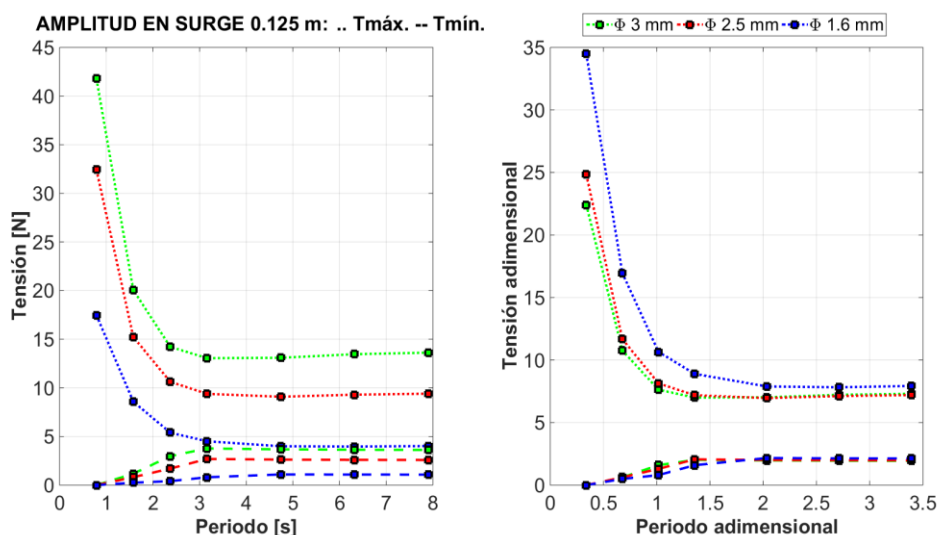


Figura 40. Ensayo: movimiento en surge (amplitud 0.125 m). Tensiones.

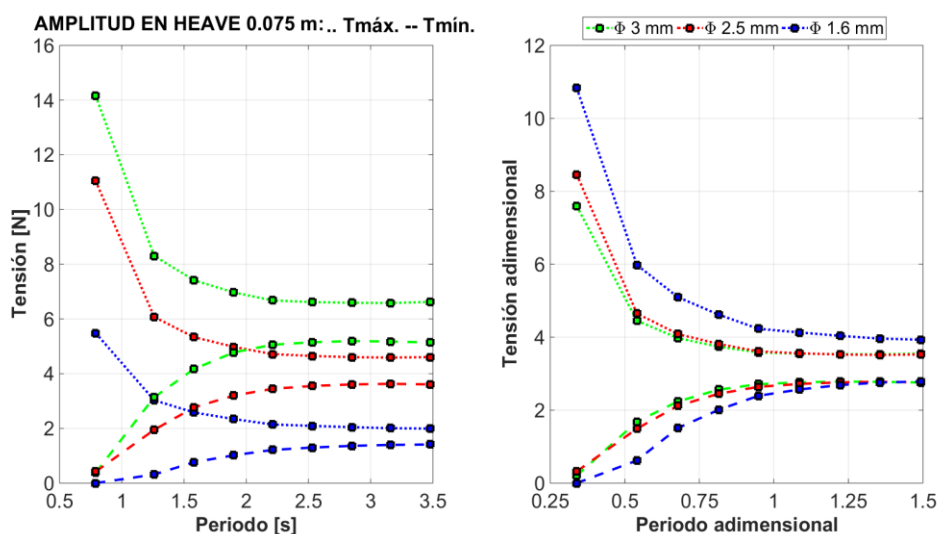


Figura 41. Ensayo: movimiento en heave (amplitud 0.075 m). Tensiones.

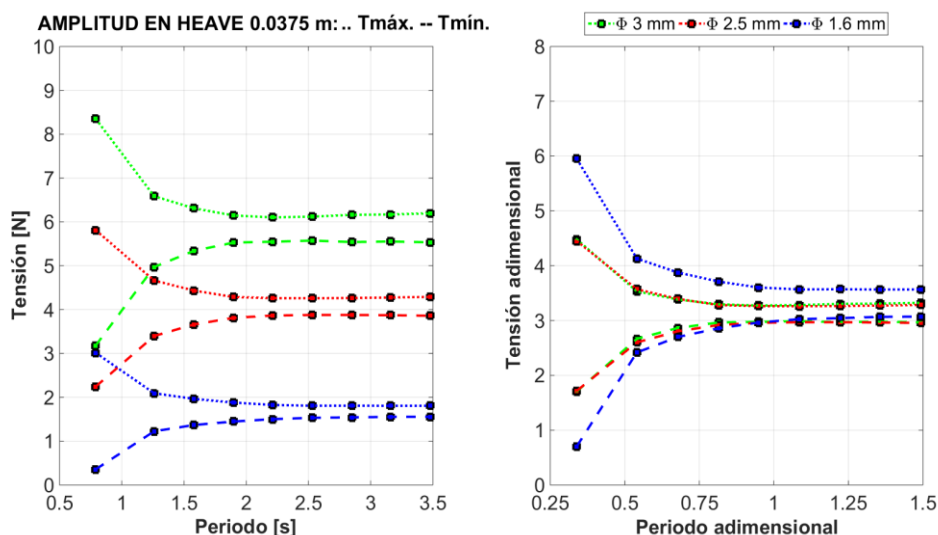


Figura 42. Ensayo: movimiento en heave (amplitud 0.0375 m). Tensiones.

La evolución de la curva tensión-desplazamiento junto con la energía absorbida por las líneas de fondeo para diferentes periodos de excitación y una amplitud en heave de 0.075 m se resume en la Figura 43. Estas curvas permiten identificar que la tensión máxima depende del tipo de movimiento y, particularmente, del periodo de excitación. La tensión máxima se alcanza antes que el máximo desplazamiento en los periodos más cortos mientras que es coincidente con el máximo desplazamiento en los periodos más largos. Los periodos más cortos están altamente influenciados por las aceleraciones de la línea siendo de menor importancia en los periodos más largos. En general, la energía absorbida por la línea más pesada es mayor excepto en los casos en los que la máxima tensión se corresponde con la máxima amplitud donde la energía absorbida por las tres líneas de fondeo es prácticamente igual independientemente del peso de cada línea.

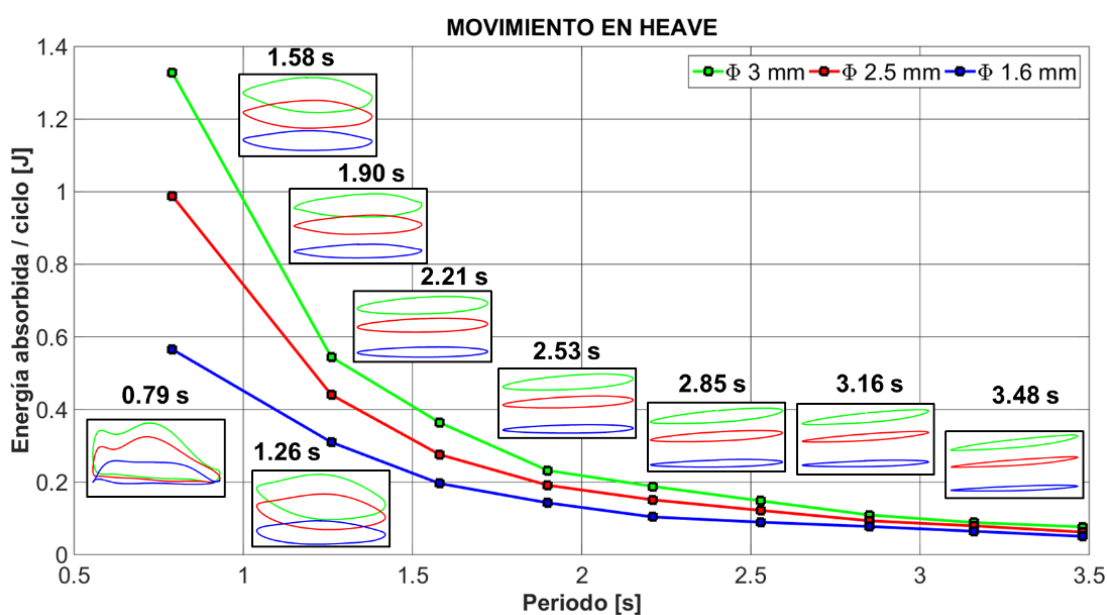


Figura 43. Ensayo: movimiento en heave. Energía absorbida & periodos de movimiento.

Conclusiones similares a las obtenidas con movimientos lineales se pueden obtener a partir de movimientos rotacionales (roll, pitch y yaw). No obstante, debido a las limitaciones del par transmitido por el motor a los mecanismos de rotación, únicamente un número limitado de ensayos permitió obtener una respuesta distinta de la estática como puede comprobarse en el análisis de tensión (Figura 44) de la línea de fondeo con diámetro 1.6 mm en los grados de libertad roll y pitch.

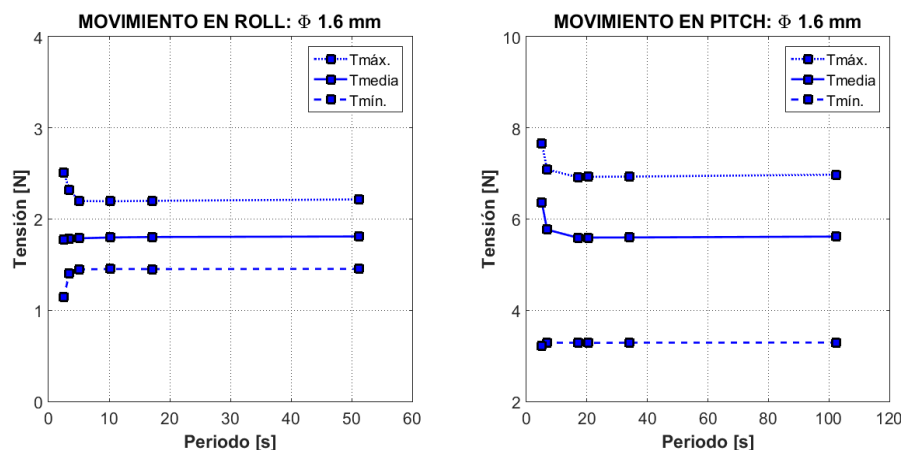


Figura 44. Ensayos en roll y pitch: tensión máxima ($T_{máx.}$), mínima ($T_{mín.}$) y media (T_{media}).

4.4.2 Importancia de las aceleraciones

Se llevó a cabo un análisis de las aceleraciones registradas en la línea de fondeo, tanto en la dirección x como en la dirección z , con el fin de verificar la importancia que este parámetro tiene en su comportamiento dinámico. Las aceleraciones se obtuvieron en cada uno de los seis marcadores situados a lo largo de la línea de fondeo, así como en la posición del fairlead. El análisis expuesto corresponde a la línea de 3 mm de diámetro y al ensayo de movimiento impuesto en surge con una amplitud de 75 mm. La evolución de las aceleraciones en x y z se muestra en la Figura 45 y la Figura 46, respectivamente, para diferentes periodos de excitación y una serie de parámetros característicos de la aceleración, concretamente, el valor medio, el significativo, el máximo y el mínimo.

Del análisis de las aceleraciones en la dirección x se observa que puntos cercanos al fairlead ($M1$, $M2$ y $M3$) presentan aceleraciones relevantes mientras que puntos de la línea de fondeo más profundos tienen valores poco significativos. No obstante, estos puntos profundos presentan aceleraciones significativas en la dirección z que llegan a anularse en la posición del fairlead. La magnitud de las aceleraciones es mayor en la dirección z que en la dirección x . Los movimientos registrados en cada uno de los marcadores muestran una clara asimetría, como puede observarse en la Figura 47, que induce que las aceleraciones positivas y negativas en la dirección z sean diferentes (no simétricas) y mayores que las aceleraciones en dirección x por la mayor pendiente que presenta la curva de movimiento.

Los gráficos que representan las aceleraciones de la línea de fondeo permiten distinguir dos regiones. Una primera región hasta periodos de 2.25 s donde la línea se caracteriza con un comportamiento completamente dinámico y, otra región, con periodos mayores a 2.25 s donde la línea presenta una respuesta más cuasi-estática. Este límite, como se comprobó en la Sección 4.4.1, está relacionado con la energía absorbida por la línea y la tensión de la misma. Periodos de excitación inferiores a este límite tienen gran influencia en la energía y la tensión de la línea mientras que valores superiores apenas tienen influencia.

Por lo tanto, la variable fundamental que gobierna el comportamiento de la línea de fondeo es la aceleración. La influencia de la aceleración en la tensión de la línea se refleja en la Figura 41. Periodos de excitación mayores a 2.25 s presentan una tensión constante en la línea de fondeo con lo que la influencia de la aceleración en la tensión es prácticamente inexistente. Además, la energía que presentan las tres líneas de fondeo en este periodo tiende a ser similar. La aceleración máxima y mínima en la dirección x es de 0.5 m/s^2 y -0.5 m/s^2 y en la dirección z de 0.75 m/s^2 y -0.93 m/s^2 . Estos valores de aceleración delimitan la región entre un análisis cuasi-estático y un análisis dinámico. Por tanto, un análisis cuasi-estático es adecuado para valores de aceleración inferiores a 0.5 m/s^2 en la dirección x y a 1 m/s^2 en la dirección z . El análisis de aceleraciones evidencia dos regiones de comportamiento distinto de la línea de fondeo. No obstante, debe destacarse que, además del periodo, la amplitud de movimiento tiene influencia en la determinación de cada una de esas regiones. Por esta razón, sería más correcto hablar de una región de transición que separa la respuesta cuasi-estática de la dinámica que, atendiendo a los resultados obtenidos, podría situarse entre 2 s y 4 s.

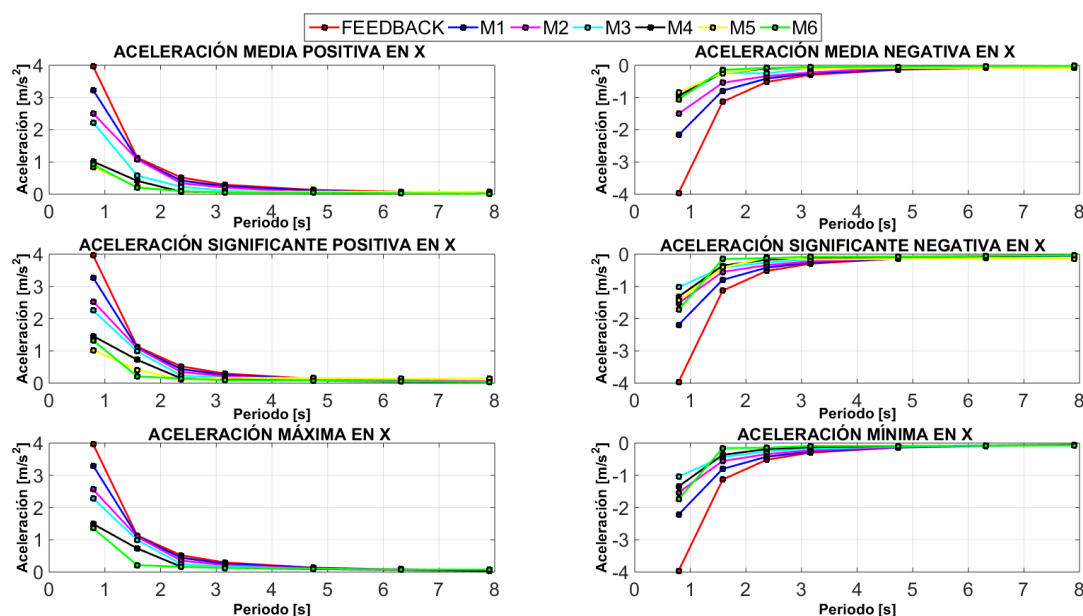


Figura 45. Ensayo: movimiento en surge (amplitud 0.075 m).

Aceleraciones en la dirección x en los diferentes marcadores.

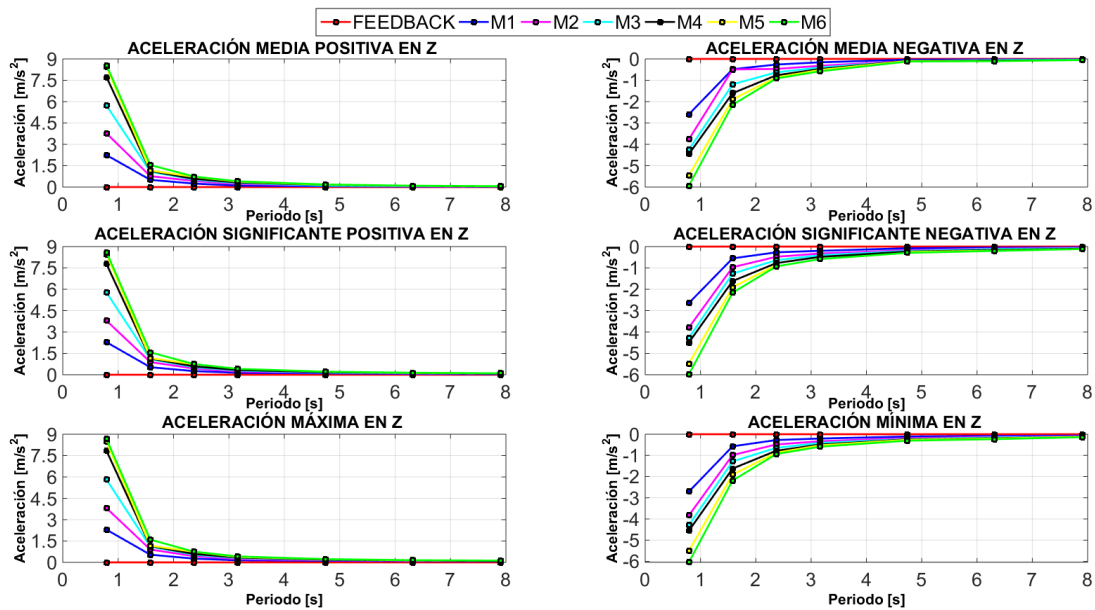


Figura 46. Ensayo: movimiento en surge (amplitud 0.075 m).

Aceleraciones en la dirección z en los diferentes marcadores.

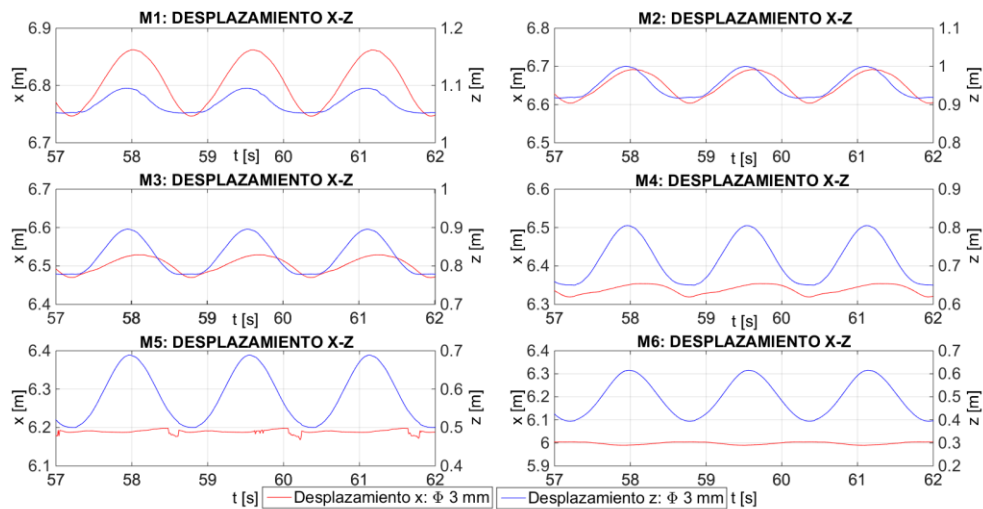


Figura 47. Ensayo: movimiento en surge (amplitud 0.075 m). Movimientos en las direcciones x-z.

4.4.3 Movimientos impuestos y corrientes

Se realizaron ensayos con movimientos impuestos en la línea de fondeo y con corrientes simultáneamente para evaluar la posible influencia de las corrientes en la dinámica de la línea de fondeo. La velocidad de la corriente empleada fue de 0.08 m/s a escala de laboratorio. Los efectos de la corriente en la energía absorbida por la línea de fondeo y la tensión de la línea se resumen en la Figura 48 y Figura 49, respectivamente. En ambas figuras se representan los resultados bajo dos condiciones: considerando únicamente el movimiento impuesto en surge y considerando la acción conjunta de dicho movimiento con la corriente. Las mayores diferencias entre ambas

condiciones se encontraron en los periodos más dinámicos. En general, la energía absorbida por ciclo es mayor en el caso con presencia de corriente. En particular, para el caso del periodo de 0.79 s se incrementa hasta en un 9 %. No obstante, para periodos pocos dinámicos la energía tiende a ser nula en ambas condiciones. En lo que respecta a las tensiones, el experimento evidencia que la tensión de la línea de fondeo aumenta bajo la acción de la corriente. Diferencias de entre el 6 % y el 13 % fueron obtenidas en tensiones máximas mientras que fueron de entre el 3 % y 4 % en tensiones mínimas.

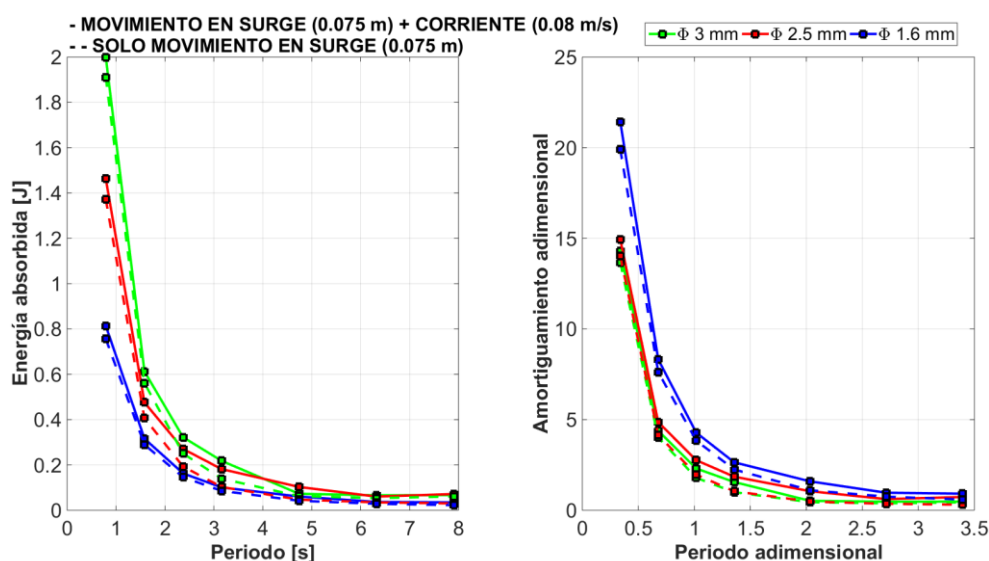


Figura 48. Ensayo: movimiento en surge con y sin corriente.
Comparación entre la energía absorbida por las líneas de fondeo.

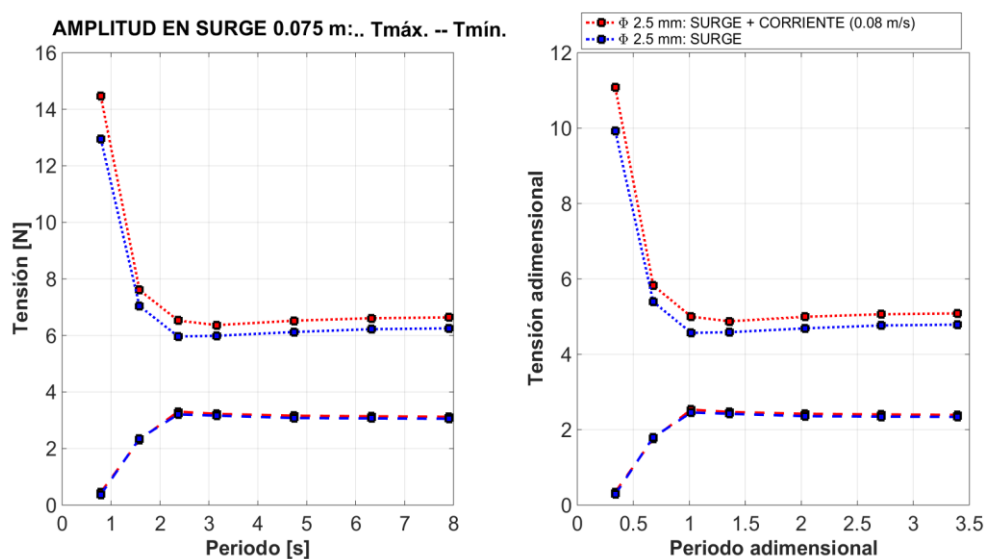


Figura 49. Ensayo: movimiento en surge con y sin corriente.
Comparación entre tensiones en el fairlead.

4.4.4 Oleaje y oleaje-corriente

Con objeto de investigar la posible afección de las fuerzas de excitación hidrodinámica en la dinámica de las líneas de fondeo, se realizaron diferentes ensayos en presencia de oleaje y oleaje-corriente con la línea de fondeo en posición estática. La Figura 50 muestra los resultados de tensión obtenidos en cada una de las líneas ensayadas tanto para oleaje regular (representados por círculos y definidos por la altura media, H_m) como para oleaje irregular (representados por cuadrados y definidos por la altura de ola significativa, H_s). Los resultados se muestran en tensiones dinámicas, para enfatizar el efecto que produce las fuerzas hidrodinámicas sobre las líneas de fondeo, para los estadísticos de tensión máxima, la media de las alturas de la onda de tensión registradas durante cada ensayo y su desviación. La duración de cada ensayo de oleaje se fijó en función del número de olas a generar: 180 olas para oleajes regulares y 500 para oleajes irregulares. En general, cabe destacar que las variaciones de tensión son pequeñas y que la tensión máxima es despreciable frente a la pretensión de la línea de fondeo. Similares resultados se obtienen en el caso de oleaje combinado con corrientes.

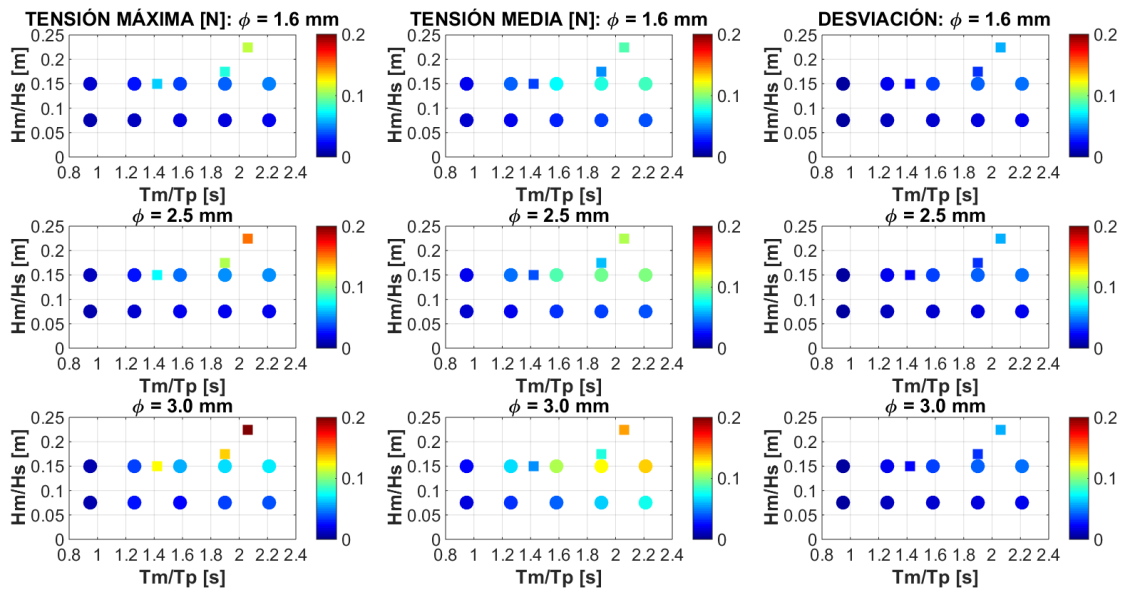


Figura 50. Ensayo: oleaje regular e irregular. Tensiones dinámicas en el fairlead (N).

Con objeto de mostrar la importancia de la pretensión de la línea frente a las fuerzas de excitación del oleaje y las corrientes, la Figura 51 muestra las tensiones totales (máximas, mínimas y medias) obtenidas para una serie de ensayos de oleaje regular de altura de ola 0.15 m y velocidad de corriente 0.08 m/s. Se puede comprobar cómo las tensiones máximas, mínimas y medias son prácticamente constantes e iguales en todos los ensayos realizados. Por lo tanto, las cargas hidrodinámicas parecen no ser un factor dominante en la tensión de la línea de fondeo a pesar de las incertidumbres asociadas al número de Reynolds existentes durante la ejecución de los ensayos. Por esta razón, se evalúa el número de Reynolds a escala modelo y prototipo con el

fin de poder cuantificar las posibles diferencias en el coeficiente de arrastre indicado en [71]. Las discrepancias obtenidas en el coeficiente de arrastre se muestran en la Tabla 18. En esta tabla, el número de Reynolds, para ambas escalas, se calcula teniendo en cuenta un oleaje regular de altura de ola 0.15 m y periodo de 0.95 s y se indican los coeficientes de arrastre en función del número de Reynolds dados por la normativa *DNV*. Puede verificarse que existen ligeras discrepancias en el coeficiente de arrastre dependiendo de la escala que sea considerada.

Puede resultar contradictorio el hecho de que la corriente aumente la tensión de la línea del fondeo en un ensayo con movimiento impuesto en el fairlead y apenas influya en uno combinado con oleaje. Esto puede explicarse a través de la fórmula de Morison [72], en la que la fuerza depende del coeficiente de arrastre y del cuadrado de la velocidad. Teniendo en cuenta esto, es esperable obtener una mayor fuerza en los ensayos con movimientos impuestos por la relevante velocidad media que presenta la línea de fondeo, que se suma a la velocidad media impuesta por la corriente. Además, estos efectos se ven potenciados en ensayos con periodos de excitación bajos por las mayores velocidades que generan en la línea de fondeo.

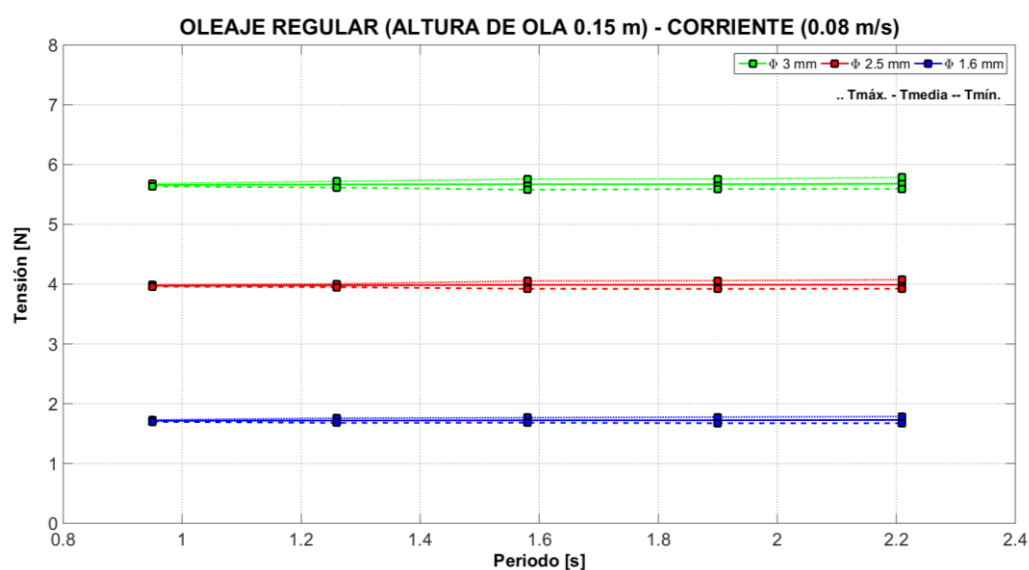


Figura 51. Ensayo: oleaje regular (altura de ola 0.15 m) y corriente (0.08 m/s). Tensiones en el fairlead.

Tabla 18. Dependencia del coeficiente de arrastre con el número de Reynolds.

$H_m = 0.15 \text{ m}$ $T_m = 0.95 \text{ s}$	NÚMERO DE REYNOLDS		COEFICIENTE DE ARRASTRE (DNV), C_d		
DIÁMETRO (mm)	ESCALA MODELO	ESCALA PROTOTIPO	NÚMERO DE REYNOLDS		
			13-110	$1.4 \cdot 10^3 - 10^4$	$10^4 - 10^7$
1.6	6.74E+02	1.63E+05	2.5-3	2.1-2.7	2-2.4
2.5	9.20E+02	2.23E+05			
3	1.06E+03	2.58E+05			

4.4.5 Ensayos con fondo marino arenoso

Los ensayos descritos hasta este momento han sido realizados directamente sobre el fondo del canal, el cual podría asemejarse a un fondo marino de tipo rígido (laja rocosa). No obstante, para evaluar el efecto que puede tener el fondo marino sobre la dinámica de la línea de fondeo se plantearon una serie de ensayos sobre un fondo marino de tipo deformable como es el constituido por un lecho arenoso. Uno de los resultados más relevantes observados tras la realización de ensayos con movimientos impuestos y fondo móvil es que se generaron una serie de huellas en el lecho arenoso por el arrastre continuado de la línea de fondeo sobre la arena (Figura 52). Estas huellas hacen que aumente la distancia vertical entre el fairlead y el fondo marino lo que incrementa la tensión registrada en la línea de fondeo. La Figura 53 muestra la profundidad (m) de las huellas generadas durante los ensayos de movimiento impuesto en surge para cada una de las líneas de fondeo con un valor medio de huella de 0.015 m.

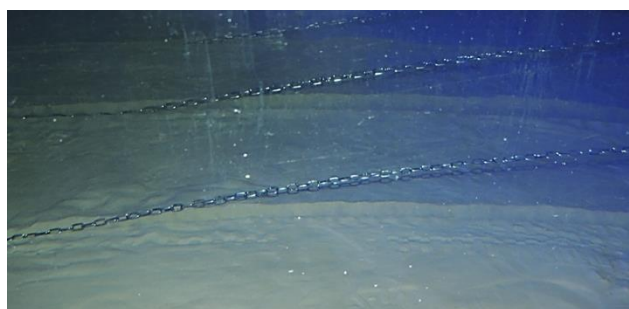


Figura 52. Huellas en la arena generadas por las líneas de fondeo.

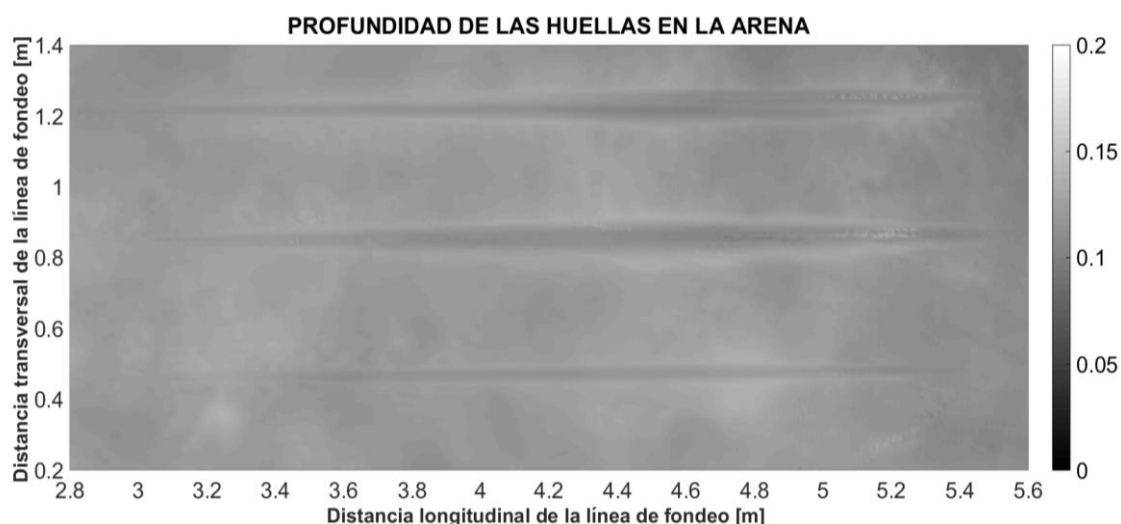


Figura 53. Profundidad de las huellas generadas por las líneas de fondeo durante los ensayos.

La energía disipada por las líneas de fondeo en presencia de un lecho arenoso considerando movimientos impuestos en surge y heave con diferentes periodos de excitación se muestra en la Figura 54 y la Figura 55, respectivamente. Estos resultados se comparan con los obtenidos en los

mismos ensayos, pero sin fondo arenoso con el fin de evidenciar los efectos provocados por el tipo de fondo marino. En general, la energía absorbida por las líneas de fondeo es mayor en presencia de lecho arenoso. La línea de fondeo menos pesada es la que menos influencia presenta por la menor penetración en el lecho arenoso. Estos efectos son más relevantes en los ensayos con periodos menores. Si se comparan ambas situaciones, resultan diferencias entre el 4 % y el 14 % en heave y entre el 10 % y el 15 % en surge. La energía absorbida tiende a cero para los periodos de excitación más largos en ambas situaciones.

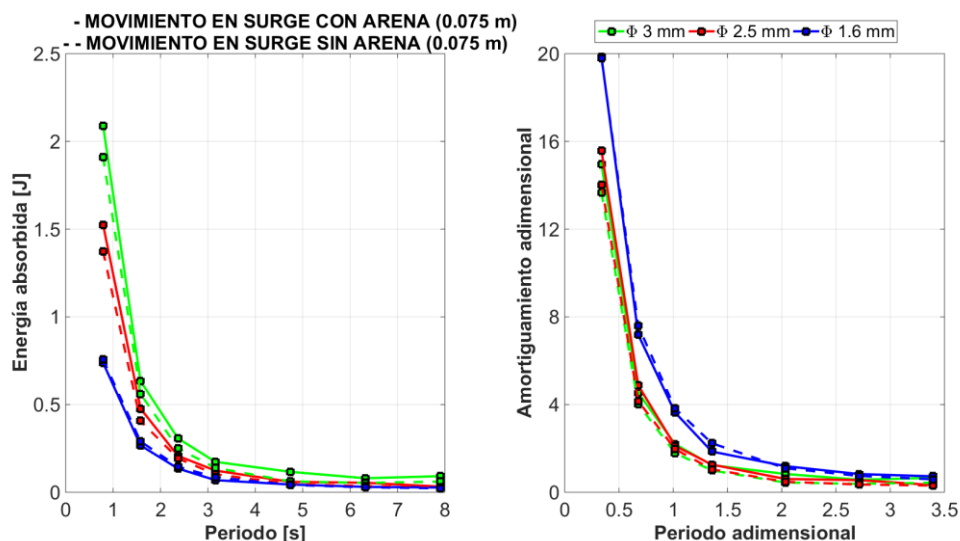


Figura 54. Ensayo: movimiento en surge con y sin arena.
Comparación entre la energía absorbida por las líneas de fondeo.

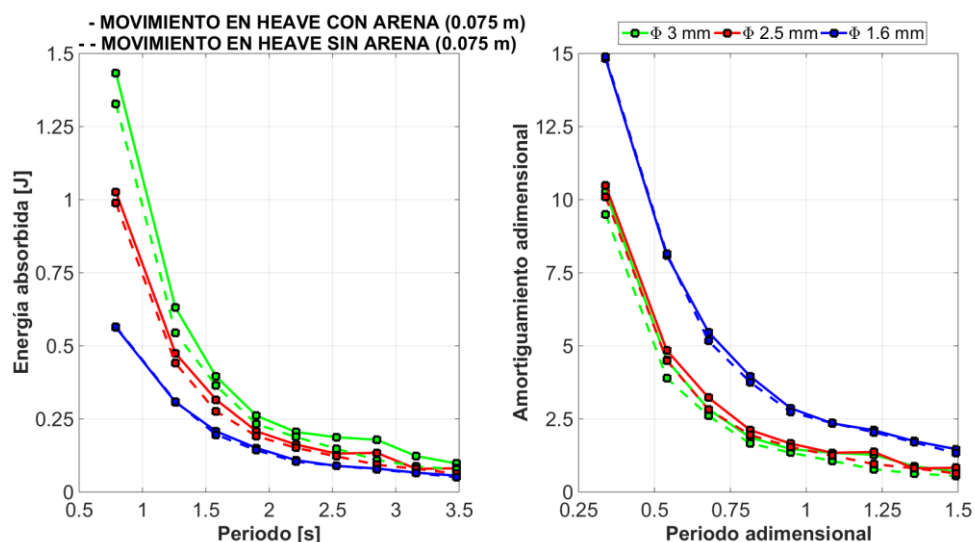


Figura 55. Ensayo: movimiento en heave con y sin arena.
Comparación entre la energía absorbida por las líneas de fondeo.

Finalmente, se compara la curva tensión-desplazamiento para un ensayo en surge (Figura 56) y otro en heave (Figura 57) considerando y sin considerar el lecho arenoso a fin de evaluar y

detectar donde se producen las mayores diferencias de disipación de energía. Dichas curvas han sido obtenidas para la cadena más pesada (diámetro 3 mm). Se observa que la tendencia es a aumentar la distribución de energía en la zona de tensión máxima y mínima corroborándose que existe una mayor disipación de energía en presencia de lecho arenoso que sin él. Además, también resulta destacable señalar que las tensiones máximas y mínimas se obtienen en diferentes posiciones con respecto a los ensayos sin arena.

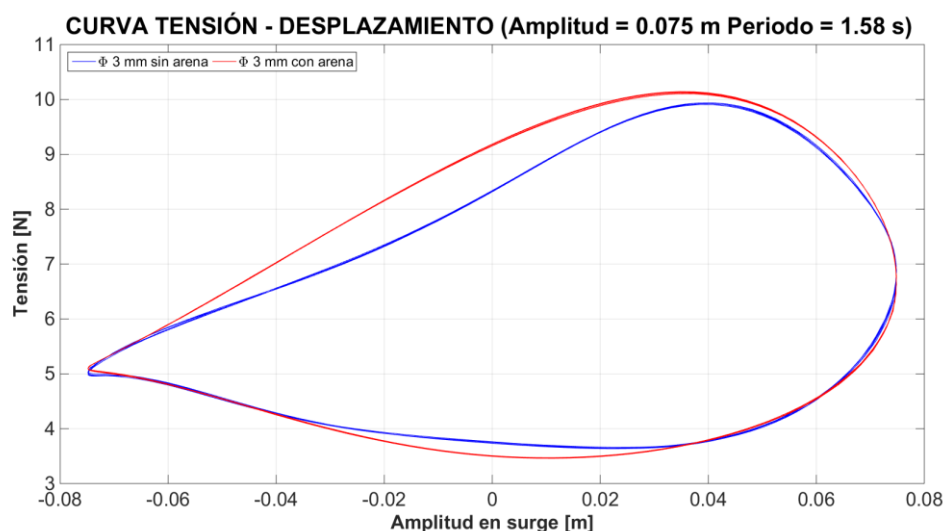


Figura 56. Ensayo: movimiento en surge. Comparación entre las curvas tensión-desplazamiento considerando y sin considerar un fondo arenoso.

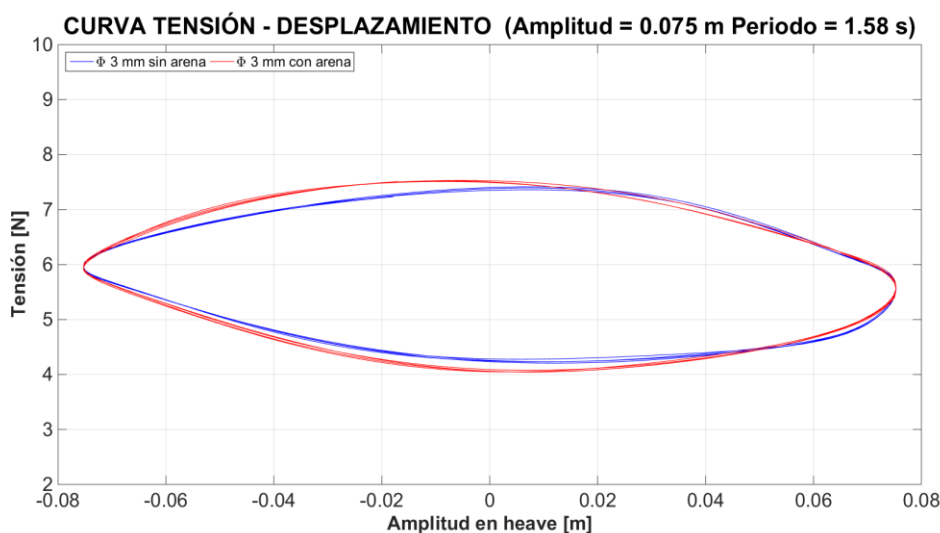


Figura 57. Ensayo: movimiento en heave. Comparación entre las curvas tensión-desplazamiento considerando y sin considerar un fondo arenoso.

Los efectos del fondo marino arenoso en la tensión de la línea de fondeo son similares en todos los ensayos realizados. La arena aumenta y disminuye el valor de las crestas y senos, respectivamente, con respecto a la situación sin arena de las series de tensión. La Figura 58

muestra la comparativa entre las series de tensión con y sin arena en un movimiento en surge (0.075 m y 3.16 s) y otro en heave (0.075 m y 2.21 s). En general, la forma de la onda de tensión es similar en ambas situaciones, aunque con ligeras discrepancias en las crestas y los senos como se ha comentado anteriormente. La evaluación de estas discrepancias se expone en la Figura 59 y la Figura 60 para los movimientos impuestos en surge y heave, respectivamente. Las diferencias más importantes se encuentran en los periodos dinámicos (periodos menores a 2.25 s) llegándose a alcanzar diferencias de hasta el 11 % en la tensión máxima, mientras que para el resto de periodos la media de dichas diferencias es del 2.5 % y 0.5 % en tensiones máximas y mínimas, respectivamente, en surge y del 1.9 % y 1.4 % en heave.

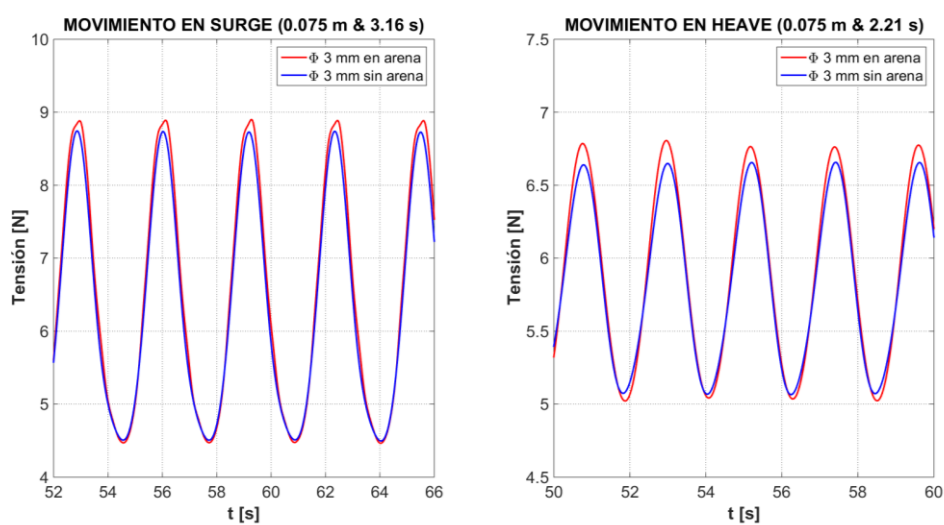


Figura 58. Comparación de las series de tensión en surge y heave con y sin fondo arenoso.

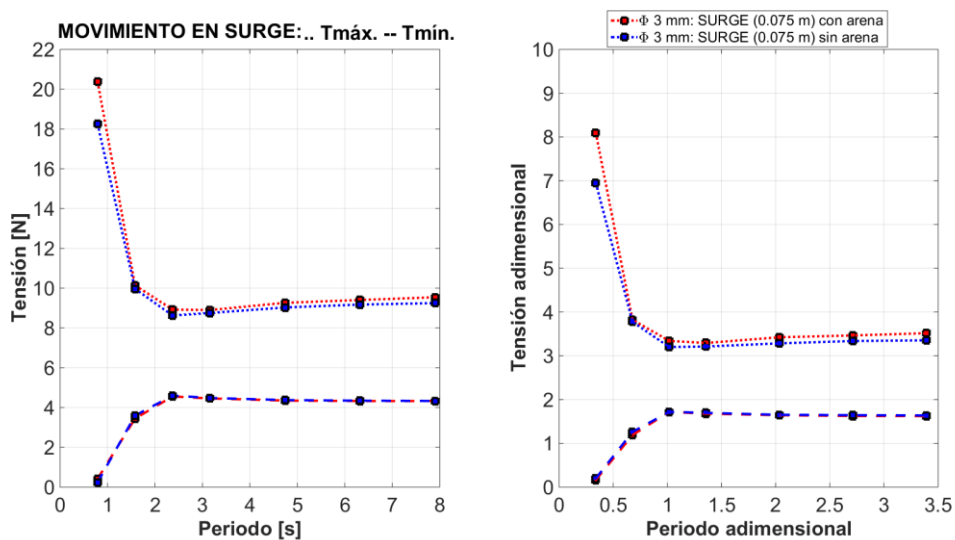


Figura 59. Ensayo: movimiento en surge con y sin arena.

Comparación entre las tensiones en el fairlead.

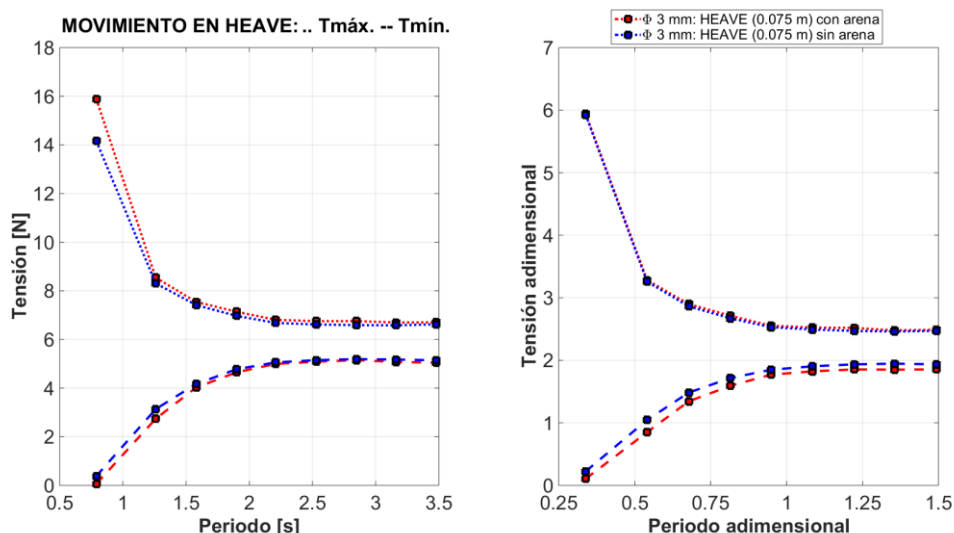


Figura 60. Ensayo: movimiento en heave con y sin arena.

Comparación entre las tensiones en el fairlead.

4.5 Conclusiones y futuras líneas de investigación

Este Capítulo tiene un objetivo doble, por un lado, profundizar en el conocimiento del comportamiento dinámico de las líneas de fondeo frente a diferentes forzamientos y condiciones reales de operación del sistema de fondeo y, por otro, generar un catálogo de ensayos que permita la validación de códigos numéricos que permitan reproducir el comportamiento dinámico del sistema de fondeo.

El sistema de fondeo que se ha modelizado experimentalmente ha sido una línea de fondeo en configuración tipo catenaria considerando diferentes pesos lineales de la línea de fondeo. Se ha realizado una caracterización rigurosa de cada una de las líneas ensayadas desde el punto de vista físico-mecánico con el fin de disponer de datos precisos que permitan, posteriormente, reproducir de la manera más fidedigna posible los ensayos experimentales por medio de modelos numéricos y continuar con el estudio de la dinámica de las líneas.

El comportamiento dinámico de la línea de fondeo ha sido evaluado considerando la tensión de la línea de fondeo, los movimientos y la energía absorbida por la línea de fondeo. Los casos de carga analizados han consistido, fundamentalmente, en dos tipos, por un lado, la generación de movimientos sinusoidales en la posición del fairlead simulando movimientos similares a los impuestos por una plataforma flotante, y, por otro, casos de carga hidrodinámica generados a partir de oleaje y corrientes. Además, el efecto de la fricción debida al fondo marino por la presencia de un fondo rígido o un fondo deformable ha sido también evaluado.

Inicialmente se comprobó, a través de ensayos experimentales, que la rigidez que proporcionaba el modelo experimental era superior a la rigidez del prototipo escalado. Por este

motivo, se incluyó un muelle en la parte final de la línea ensayada. No obstante, este muelle únicamente es capaz de modelar la rigidez de la línea de una manera aproximada. La rigidez de la línea únicamente tiene preponderancia en el comportamiento de la línea de fondeo sobre el peso en los casos en los que se generan eventos impulsivos. En este caso, la velocidad de propagación de la onda se transmite a toda la línea de fondeo y la rigidez de la línea gobierna tanto el pico de carga como el periodo. Una correcta simulación de este fenómeno a escala de laboratorio requeriría que la línea tuviera la rigidez correcta en toda su longitud y no de forma puntual. En los ensayos de laboratorio que presenten condiciones de cargas impulsivas o snap las cargas, en general, estarán sobreestimadas con respecto al prototipo debido a la mayor rigidez que posee el modelo a escala con respecto al prototipo.

Los ensayos experimentales se realizaron empleando las leyes de Froude que permiten reproducir adecuadamente el peso de la línea de fondeo y las fuerzas hidrodinámicas inerciales. Sin embargo, las cargas hidrodinámicas de arrastre no son correctamente modeladas en los ensayos debido a que no se consideró la escala de Reynolds. Con el objetivo de valorar las posibles incertidumbres que induce el coeficiente de arrastre en las cargas de la línea de fondeo, se llevó a cabo un estudio comparativo de los coeficientes de arrastre en función del número de Reynolds a escala modelo y escala prototipo. Los resultados mostraron que pueden obtenerse ligeras variaciones en el coeficiente de arrastre pero que, en todo caso, no deberían ser preocupantes a tenor de los valores indicados por la normativa [31] [71].

El primer conjunto de ensayos realizados tuvo por objetivo reproducir las condiciones a las que puede verse sometida una línea de fondeo a partir de los movimientos impuestos que le son transmitidos por la plataforma flotante a la que se encuentra acoplada. Diferentes movimientos sinusoidales con distintas amplitudes y periodos se simularon en los grados de libertad de surge, heave, roll, pitch y yaw. Estos ensayos fueron también realizados en presencia de corrientes. De acuerdo a la fórmula de Morison [72], es esperable que por efecto de ambos forzamientos se prevea obtener una mayor tensión en la línea de fondeo. Los resultados mostraron unas diferencias de tensión entre el 6 % y el 13 % entre ambas situaciones, considerando y sin considerar el efecto de las corrientes. No obstante, estos resultados deberían tomarse con cierta cautela por las incertidumbres que puede inducir el número de Reynolds como se ha discutido anteriormente. La respuesta más extrema de la línea de fondeo se obtuvo para la línea de fondeo más pesada, las mayores amplitudes de movimiento ensayadas y los menores periodos de excitación.

Durante la ejecución de los ensayos se observó la importancia que podría tener la aceleración inducida por los movimientos impuestos en el fairlead en el comportamiento de la línea de fondeo. Por ello, se llevó a cabo un exhaustivo estudio de la aceleración registrada en la línea de fondeo y su posible incidencia en la disipación de energía, los movimientos y las tensiones de la línea. El

estudio se realizó para la línea más pesada y permitió distinguir dos regiones de trabajo de la línea de fondeo. Una primera región, delimitada aproximadamente hasta periodos de excitación de 2.25 s en los que las fuerzas hidrodinámicas tienen un papel relevante y, otra región, a partir de 2.25 s, en la que dichas fuerzas son despreciables y en la que la respuesta de la línea es independiente del periodo. Este comportamiento se observó para aceleraciones menores de 0.5 m/s^2 en la dirección x y menores de 1 m/s^2 en la dirección z . Por lo tanto, se pueden establecer dos análisis: un análisis dinámico, en desplazamientos de frecuencia elevada, y un análisis cuasi-estático, en desplazamientos de baja frecuencia. El primero se caracteriza por el desfase que existe entre la tensión máxima de la línea y la amplitud máxima de movimiento y, el segundo, por encontrarse en fase ambas magnitudes.

El amortiguamiento de la línea de fondeo y el análisis de la curva tensión-desplazamiento se realizó para diferentes movimientos impuestos, en términos absolutos y relativos, y evidenció que, aunque la línea de fondeo más pesada es capaz de disipar mayor cantidad de energía, la línea menos pesada tiene un comportamiento más eficiente en términos de disipación de energía. Esta conclusión hace sugerir que, técnicamente, quizás sea más adecuado emplear más líneas de fondeo de menor peso en lugar de menos líneas de fondeo más pesadas.

Finalmente, se realizaron ensayos con movimiento impuesto en surge, heave y pitch considerando un fondo de tipo arenoso y, por tanto, deformable. Los resultados de estos ensayos se compararon con los obtenidos directamente sobre el canal, el cual puede ser asimilado a un suelo rígido tipo laja rocosa. Los resultados mostraron un mayor amortiguamiento en los ensayos con menor periodo de excitación y en aquellos en los que se empleó un fondo marino deformable. Además, se obtuvo una mayor tensión en presencia del fondo marino arenoso debido a las huellas que se generaron en el lecho y al aterramiento parcial de la línea de fondeo. Se encontraron diferencias de tensión entre el 4 % y el 15 % entre ambos tipos de ensayo. No obstante, estas diferencias podrían variar a escala real por la compactación del lecho, la granulometría y la forma de los granos.

Las futuras líneas de investigación de carácter experimental en la línea de fondeo pueden agruparse en dos categorías. Una primera categoría estaría enfocada en completar la colección de ensayos presentada en este Capítulo, relacionada con el estudio de la dinámica de la línea de fondeo. Entre los futuros ensayos, podrían citarse los siguientes:

- Análisis de la línea de fondeo bajo la acción simultánea del oleaje y movimientos impuestos en el fairlead de la línea de fondeo.
- Verificación de las conclusiones obtenidas con movimientos impuestos sinusoidales regulares utilizando movimientos irregulares a partir de la generación de espectros de movimientos excitando la baja frecuencia, la alta frecuencia y la combinación de frecuencias.

- Incidir en el estudio del efecto del fondo marino sobre la línea de fondeo. Los ensayos con lecho arenoso presentados en este Capítulo se realizaron con la línea de fondeo apoyada sobre su superficie. No obstante, existen otras situaciones operacionales que no han sido analizadas como, por ejemplo, el aterramiento parcial o completo de la línea de fondeo o el efecto de la forma y el tamaño de grano que forma parte del lecho arenoso y que podrían tener influencia en la dinámica de la línea de fondeo.

La segunda línea de investigación está relacionada con cuatro aspectos muy relacionados entre sí, pero, quizás, poco discutida en el estado del conocimiento: cargas impulsivas, rigidez de la línea de fondeo, número de Reynolds y coeficiente de arrastre. En primer lugar, la normativa determina rangos del coeficiente de arrastre a partir de rangos del coeficiente de Reynolds por lo que no resulta muy precisa la determinación del coeficiente de arrastre. Además, existen rangos del número de Reynolds en los que no se define el coeficiente de arrastre por lo que resulta necesario una determinación más precisa de dichos coeficientes. En segundo lugar, dado que las cargas impulsivas se propagan a lo largo de toda la línea de fondeo, sería necesario poder reproducir adecuadamente la rigidez del prototipo a escala modelo para obtener una evaluación precisa de las tensiones de pico, que se producen inmediatamente tras el vacío de tensión de la línea, y en las que las fuerzas de arrastre y, más concretamente, el coeficiente de arrastre puede tener un papel fundamental. Ensayos enfocados a evaluar estos aspectos podrían resolver importantes incertidumbres relacionadas con la dinámica de la línea de fondeo.

Los resultados experimentales obtenidos permiten tener un conocimiento amplio y exhaustivo del comportamiento de la línea de fondeo y contribuyen a aportar criterios de diseño y de dimensionamiento, así como detectar posibles fuentes de incertidumbre en la evaluación de la dinámica de la línea de fondeo.

CAPÍTULO 5

IMPORTANCIA DE LOS PARÁMETROS DEL SISTEMA DE FONDEO EN EL MODELADO NUMÉRICO

5.1 Motivación y revisión del estado del arte

El modelado numérico constituye una importante herramienta en el diseño de un sistema de fondeo debido a las limitaciones que presenta el modelado experimental. Normalmente, el modelado experimental permite evaluar el comportamiento dinámico de un sistema de fondeo bajo ciertos estados de mar representativos del funcionamiento operacional y de supervivencia de la plataforma flotante a la que se encuentra acoplado. Por lo tanto, una evaluación de las capacidades de los modelos numéricos más representativos de líneas de fondeo está justificada con objeto de determinar el rango de aplicación de cada uno de ellos.

Se han propuesto diferentes modelos numéricos en la literatura para simular el comportamiento de una línea de fondeo en configuración catenaria. Una primera aproximación se debe a Faltisen [73], que estableció las ecuaciones que rigen el comportamiento de una línea de fondeo en condiciones estáticas. A partir de esta aproximación, se definió el modelo cuasi-estático como aquel que resuelve el equilibrio estático de la línea de fondeo en cada paso de tiempo despreciando los efectos dinámicos. Esta aproximación, por tanto, no considera las fuerzas de arrastre y de inercia en la dinámica del amarre las cuales pueden ser significativas en determinadas situaciones. Por esta razón, una serie de modelos más complejos que resuelven la Segunda Ley de Newton de la dinámica han sido propuestos desde los primeros trabajos realizados por Walton y Polachek [74]. Estos modelos utilizan diferentes esquemas numéricos para su resolución [75]: métodos de diferencias finitas [74], métodos de masas concentradas [53] [76] o métodos de elementos finitos [77] [78] [79] [80] [81].

Walton y Polachek [74] describieron los problemas matemáticos relacionados con la resolución del sistema de ecuaciones diferenciales no lineales que gobiernan el movimiento de un cable utilizando un método de diferencias finitas. Leonard y Nath [82] analizaron teóricamente las similitudes y diferencias entre los métodos de elementos finitos y los métodos de masas concentradas. Garret [83] desarrolló un método de elementos finitos de barras delgadas comparando resultados numéricos con soluciones exactas para ciertos problemas no lineales. Triantafyllou [84] realizó una descripción exhaustiva de la mecánica de cables para aplicaciones marinas incluyendo criterios de diseño de líneas de fondeo en configuración de catenaria.

De acuerdo a la literatura existente, las líneas de fondeo constituidas por eslabones de cadena se pueden analizar asimilándolas a un cable despreciando la rigidez a flexión y a torsión [53] [76] [79]. En la actualidad, los modelos más empleados para resolver la ecuación de movimiento del cable están basados en métodos de elementos finitos o de masas concentradas. Hall y Goupee [76] desarrollaron un modelo de masas concentradas que fue exitosamente validado contra ensayos experimentales en una plataforma eólica flotante. Otros autores han validado sus modelos numéricos de fondeo contra ensayos experimentales directamente realizados en la propia línea de fondeo, sin acoplamiento a una plataforma flotante, a través de movimientos armónicos impuestos en el fairlead. Así, Van den Boom [85] encontró una excelente correlación entre las tensiones medidas en ensayos de laboratorio, realizados con diferentes frecuencias y distintas profundidades, y las calculadas mediante un modelo de masas concentradas. Vassalos y Huang [78] establecieron la ecuación no lineal de movimiento vertical de un cable y propusieron una solución a dicha ecuación usando el método de Galerkin. Los resultados numéricos se compararon con los resultados experimentales medidos en un cable marino suspendido con sus dos extremos en el mismo nivel y bajo la aplicación de diferentes movimientos, con amplitudes y frecuencias conocidas, en un extremo del cable mientras que en el otro los movimientos permanecieron restringidos. Se alcanzó una validación satisfactoria entre los resultados numéricos y los experimentales. Simos y Fajarra [63] validaron el modelo numérico Orcaflex [45] contra ensayos experimentales usando movimientos armónicos impuestos en pitch con diferentes combinaciones de amplitud y frecuencia. Los experimentos se realizaron sobre una línea mixta compuesta por dos tramos de eslabones de cadena y uno de cable de acero. Los resultados mostraron un buen acuerdo entre los resultados numéricos y experimentales. Palm et al. [79] [86] desarrollaron un código de elementos finitos basado en una formulación “hp” usando el método de discontinuos Galerkin. La formulación “hp” es un esquema numérico adaptativo que permite cambiar dinámicamente el tamaño de malla “h” y el orden del polinomio “p”. Este método permite que las soluciones sean discontinuas en los límites elementales mientras que los elementos se mantienen acoplados numéricamente a través del método de volúmenes finitos. Este código fue validado exitosamente a partir de los ensayos experimentales realizados sobre una cadena, previamente

publicados por Lindahl [62]. Recientemente, Azcona et al. [53] presentaron un estudio de la dinámica de una línea de fondeo bajo diferentes configuraciones de catenaria y movimientos armónicos impuestos en la dirección de surge. Se alcanzó una exitosa validación, en términos de tensiones y movimientos, entre los resultados proporcionados por los ensayos experimentales y los obtenidos a partir de un código numérico basado en un esquema de masas concentradas. Finalmente, Aamo y Fossen [80] [81] desarrollaron y propusieron un modelo de elementos finitos para calcular la dinámica asociada a una línea de fondeo suspendida en agua.

Todos los investigadores citados anteriormente han puesto de manifiesto la importancia del uso de códigos no lineales en la determinación del comportamiento dinámico de una línea de fondeo. Varias son las fuentes de no linealidad que se pueden encontrar durante el funcionamiento de un amarre. La línea de fondeo puede llegar a quedarse sin tensión bajo determinadas condiciones de operación quedando su comportamiento dominado por la fuerza de arrastre y de inercia. En estas condiciones de tensión-destensión, el comportamiento a rotura de la línea de fondeo queda controlado por su rigidez. Además, Gobat y Grosenbaugh [64] destacaron como fuente importante de no linealidad la debida al golpeo de la línea de fondeo con el fondo marino. No obstante, demostraron que considerar una aproximación elástica para simular la interacción fondeo-fondo marino es suficiente para obtener unos resultados precisos de la dinámica de la línea.

El estado del conocimiento pone de manifiesto la importancia del modelado dinámico en el diseño de líneas de fondeo. Multitud de códigos numéricos se han desarrollado para tal fin, aunque, desde el conocimiento del autor, todavía no se ha realizado un análisis detallado de la importancia de cada uno los parámetros involucrados en la dinámica del fondeo. Dada la no linealidad del problema y la presencia de multitud de parámetros de diseño, surge la necesidad de valorar la importancia de cada uno de estos parámetros para la correcta simulación de la dinámica del fondeo.

Este Capítulo analiza los fundamentos matemáticos de los distintos modelos numéricos usados en el diseño de líneas de fondeo. Profundiza en las posibles deficiencias de cada uno de ellos y de los esquemas numéricos de resolución, tomando como referencia los ensayos experimentales previamente presentados en el Capítulo 4. Finalmente, una vez validados los modelos numéricos, se evalúa el impacto e importancia que cada parámetro involucrado en el modelado numérico tiene en la dinámica de la línea.

5.2 Metodología

La metodología propuesta para el análisis de los principales parámetros de la línea de fondeo se resume en la siguiente figura.

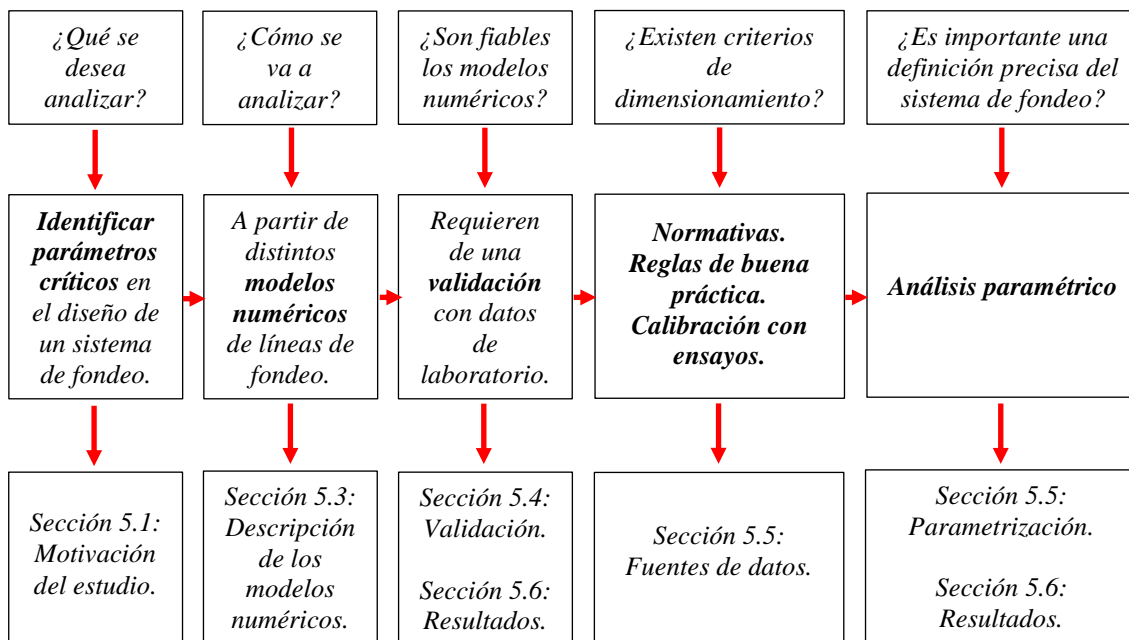


Figura 61. Metodología de análisis.

5.3 Descripción de los distintos modelos numéricos de líneas de fondeo

En las siguientes Subsecciones se describen las principales formulaciones numéricas que se utilizan en el modelado de líneas de fondeo en configuración catenaria. Una hipótesis común a todas ellas es suponer que la línea de fondeo se puede asimilar a un cable y despreciar la rigidez a flexión y torsión. Esta última hipótesis es especialmente acertada en el caso de líneas de fondeo constituidas por eslabones de cadena siendo inaceptable en líneas de fondeo constituidas por cables o por líneas mixtas de cadenas y cables.

5.3.1 Formulación estática de una línea de fondeo

Este tipo de formulación se suele utilizar en las primeras fases de dimensionamiento de una línea de fondeo y está descrita, principalmente, por la ecuación de la catenaria. Faltisen [73] estableció dichas ecuaciones suponiendo un fondo horizontal y estableciendo el equilibrio de un elemento diferencial de la línea de fondeo según se muestra en la Figura 62. A continuación, se presentan dichas ecuaciones manteniendo la notación original dada por él.

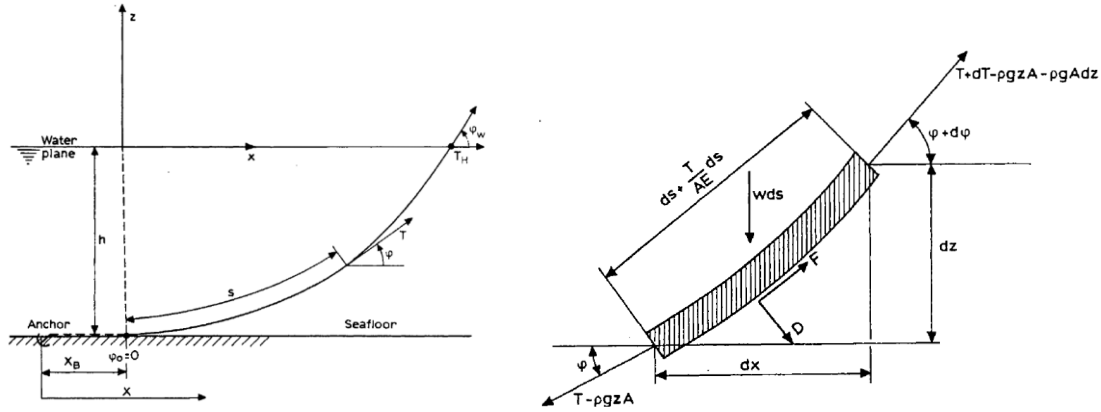


Figura 62. Vista general de la línea de fondeo y equilibrio de una rebanada [73].

Siendo D y F las fuerzas hidrodinámicas por unidad de longitud en la dirección normal y tangencial, respectivamente, w el peso sumergido por unidad de longitud, A el área de la sección transversal de la línea de fondeo, E el módulo elástico, T la tensión de la línea y $\rho g A z$ la fuerza hidrostática sobre el elemento diferencial siendo ρ la densidad del fluido, g la aceleración de la gravedad y z la profundidad a la que se encuentra el elemento diferencial.

El equilibrio en la dirección tangencial y normal del elemento diferencial considerado está definido por las ecuaciones (12) y (13), respectivamente.

$$dT - \rho g A dz = \left[w \sin \theta - F \left(1 + \frac{T}{AE} \right) \right] ds \quad (12)$$

$$T d\theta - \rho g z A d\theta = \left[w \cos \theta + D \left(1 + \frac{T}{AE} \right) \right] ds \quad (13)$$

Las ecuaciones anteriores son no lineales y no es posible encontrar una solución explícita. No obstante, si se desprecia los efectos de las fuerzas F y D , y se supone el peso por unidad de longitud constante, se puede llegar a encontrar una expresión analítica.

Con el cambio $T' = T - \rho g A z$, las ecuaciones anteriores se pueden expresar como:

$$dT' = w \sin \theta ds \quad (14)$$

$$T' d\theta = w \cos \theta ds \quad (15)$$

Resolviendo las ecuaciones diferenciales anteriores, se obtiene una relación entre la longitud de la línea de fondeo suspendida, s , y la tensión horizontal de la línea, T_H .

$$s = \frac{T_H}{w} \sinh\left(\frac{w}{T_H} x\right) \quad (16)$$

$$z + h = \frac{T_H}{w} \left[\cosh\left(\frac{w}{T_H} x\right) - 1 \right] \quad (17)$$

La tensión, T , en cualquier punto de la catenaria queda definida por la expresión:

$$T = T_H + wh + (w + \rho g A)z \quad (18)$$

La tensión será máxima en la superficie libre siendo el valor de sus componentes la siguiente:

$$T_V = l_s w \quad (19)$$

$$T_H = \frac{T_V^2 - \left(wh - \frac{1}{2} \frac{w^2}{EA} l_s^2\right)}{2 \left(wh - \frac{1}{2} \frac{w^2}{EA} l_s^2\right)} \quad (20)$$

$$T = \sqrt{T_V^2 + T_H^2} \quad (21)$$

Siendo T_v la tensión vertical, T_H la tensión horizontal, h la profundidad y l_s la longitud de la catenaria suspendida.

Para obtener la longitud mínima de la línea de fondeo, l_{min} , basta con considerar la hipótesis de que el ancla no está expuesto a fuerzas verticales. Por lo tanto, si $s = l_s$ en (16) y, $z = 0$ en (18), se obtiene:

$$l_{min} = h \left(2 \frac{T_{max}}{wh} - 1 \right)^{1/2} \quad (22)$$

5.3.2 Formulación cuasi-estática de una línea de fondeo

Los análisis de tipo cuasi-estático han sido ampliamente estudiados en la literatura [29] [87] [88]. El diseño cuasi-estático se basa en considerar que la posición del fairlead es conocida en cada instante de tiempo a partir del desplazamiento de la plataforma flotante y, para cada instante, se resuelve el equilibrio estático de la línea de fondeo.

La formulación propuesta por Jonkman y Buhl [88] está basada en las ecuaciones analíticas de la catenaria suspendida entre dos puntos bajo su propio peso pero introduciendo como novedad la fricción originada por el fondo marino. A continuación, se muestra la formulación analítica que relaciona la tensión en el fairlead (23) (24) y la tensión a una distancia s a lo largo de la línea de fondeo (25) (26) (27), con su notación original (Figura 63), para el caso de que una parte de la línea de fondeo se encuentre apoyada en el fondeo marino.

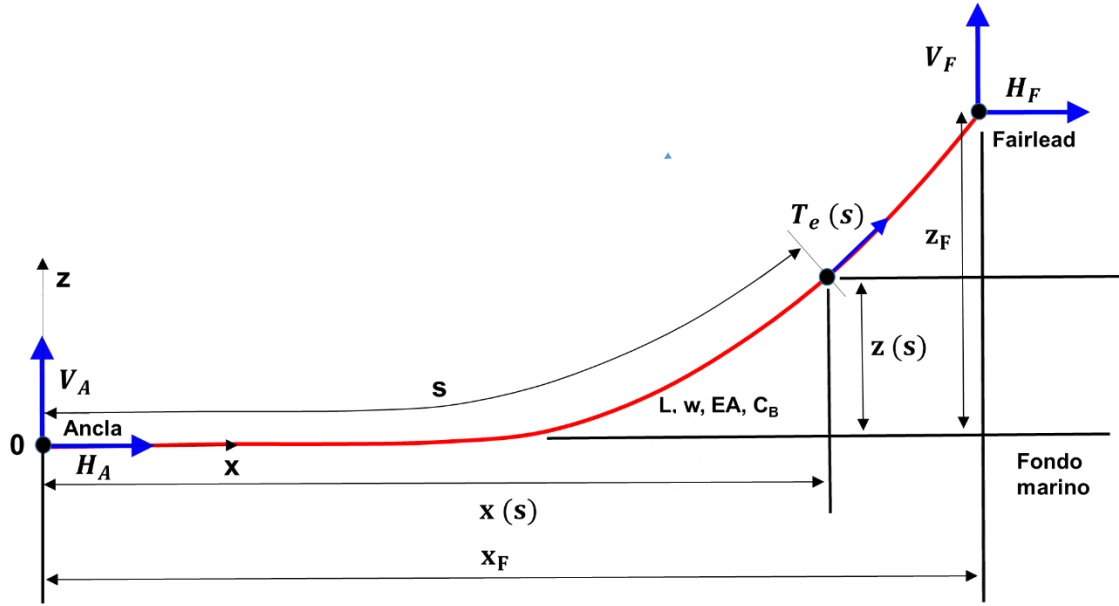


Figura 63. Notación original dada por [88] para la definición de la formulación analítica.

En la posición del fairlead:

$$X_F(H_F, V_F) = L - \frac{V_F}{w} + \frac{H_F}{w} \ln \left[\frac{V_F}{H_F} + \sqrt{1 + \left(\frac{V_F}{H_F} \right)^2} \right] + \frac{H_F L}{EA} + \frac{C_B w}{2EA} \left[- \left(L - \frac{V_F}{w} \right)^2 + \left(L - \frac{V_F}{w} - \frac{H_F}{C_B w} \right) \text{MAX} \left(L - \frac{V_F}{w} - \frac{H_F}{C_B w}, 0 \right) \right] \quad (23)$$

$$Z_F(H_F, V_F) = \frac{H_F}{w} \ln \left[\sqrt{1 + \left(\frac{V_F}{H_F} \right)^2} - 1 \right] + \frac{V_F^2}{2EAw} \quad (24)$$

A una distancia s del ancla:

$$x(s) = \begin{cases} s, & 0 \leq s \leq L_B - \frac{H_F}{C_B w} \\ s + \frac{C_B w}{2EA} \left[s^2 - 2 \left(L_B - \frac{H_F}{C_B w} \right) s + \left(L_B - \frac{H_F}{C_B w} \right) \text{MAX} \left(L_B - \frac{H_F}{C_B w}, 0 \right) \right], & L_B - \frac{H_F}{C_B w} \leq s \leq L_B \\ L_B + \frac{H_F}{w} \ln \left[\frac{w(s - L_B)}{H_F} + \sqrt{1 + \left(\frac{w(s - L_B)}{H_F} \right)^2} \right] + \frac{H_F s}{EA} + \frac{C_B w}{2EA} \left[-L_B^2 + \left(L_B - \frac{H_F}{C_B w} \right) \text{MAX} \left(L_B - \frac{H_F}{C_B w}, 0 \right) \right], & L_B \leq s \leq L \end{cases} \quad (25)$$

$$z(s) = \begin{cases} 0, & 0 \leq s \leq L_B \\ \frac{H_F}{w} \ln \left[\sqrt{1 + \left(\frac{w(s - L_B)}{H_F} \right)^2} - 1 \right] + \frac{w(s - L_B)^2}{2EA}, & L_B \leq s \leq L \end{cases} \quad (26)$$

$$T_e(s) = \begin{cases} \text{MAX} (H_F + C_B w(s - L_B), 0), & 0 \leq s \leq L_B \\ \sqrt{H_F^2 + (w(s - L_B))^2}, & L_B \leq s \leq L \end{cases} \quad (27)$$

Siendo s la coordenada longitudinal, C_B el coeficiente de fricción estática, w el peso lineal, L la longitud de la línea de fondeo, L_B la longitud de la línea descansando en el fondo marino, E el módulo elástico, A el área de la sección transversal, H_A la tensión horizontal en el ancla, V_A la tensión vertical en el ancla, H_F la tensión horizontal en el fairlead, V_F la tensión vertical en el fairlead, x_F la distancia horizontal entre el ancla y el fairlead, z_F la distancia vertical entre el ancla y el fairlead, x_s la distancia horizontal entre el ancla y un punto de la línea de fondeo, z_s la distancia vertical entre el ancla y un punto de la línea de fondeo y T_e la tensión en un punto de la línea de fondeo.

Los primeros dos términos de (23) representan la porción de longitud de la línea que descansa en el fondo marino (L_B). El último término que contiene a C_B hace referencia a la porción de la línea que se encuentra apoyada en el fondo marino. La función MAX indica casos con y sin tensión en el ancla. La resultante de la función MAX es cero cuando la tensión en el ancla es positiva, la fricción horizontal no es suficiente para vencer la tensión horizontal de la línea. Por el contrario, la resultante de la función MAX es distinta de cero cuando la tensión en el ancla es cero, lo cual se produce cuando existe una línea suficientemente larga que asegura que la fricción sea capaz de vencer la tensión horizontal.

Las ecuaciones (23) (24) y (25) (26) (27), se solucionan mediante un esquema de iteración tipo Newton-Raphson en el que se obtienen H_F y V_F dadas las propiedades de la línea (L , w , EA y

C_B) y la posición relativa del fairlead y el ancla (x_F y z_F) utilizando como condiciones iniciales las propuestas por [89].

5.3.3 Formulación dinámica de una línea de fondeo

La ecuación de movimiento dinámico de una línea de fondeo constituida por eslabones de cadena se puede asimilar a la de un cable de sección constante, asumiendo que el diámetro es pequeño con relación al radio de curvatura y despreciando la rigidez a flexión y torsión [80] [84].

Si se designa como ds_k la longitud de un segmento de cable infinitesimal estirado sometido a las fuerzas distribuidas externas, \vec{F}_{ext} , y a las fuerzas internas, \vec{F}_{int} , el esquema de fuerzas que actúa sobre el elemento infinitesimal se puede representar como:

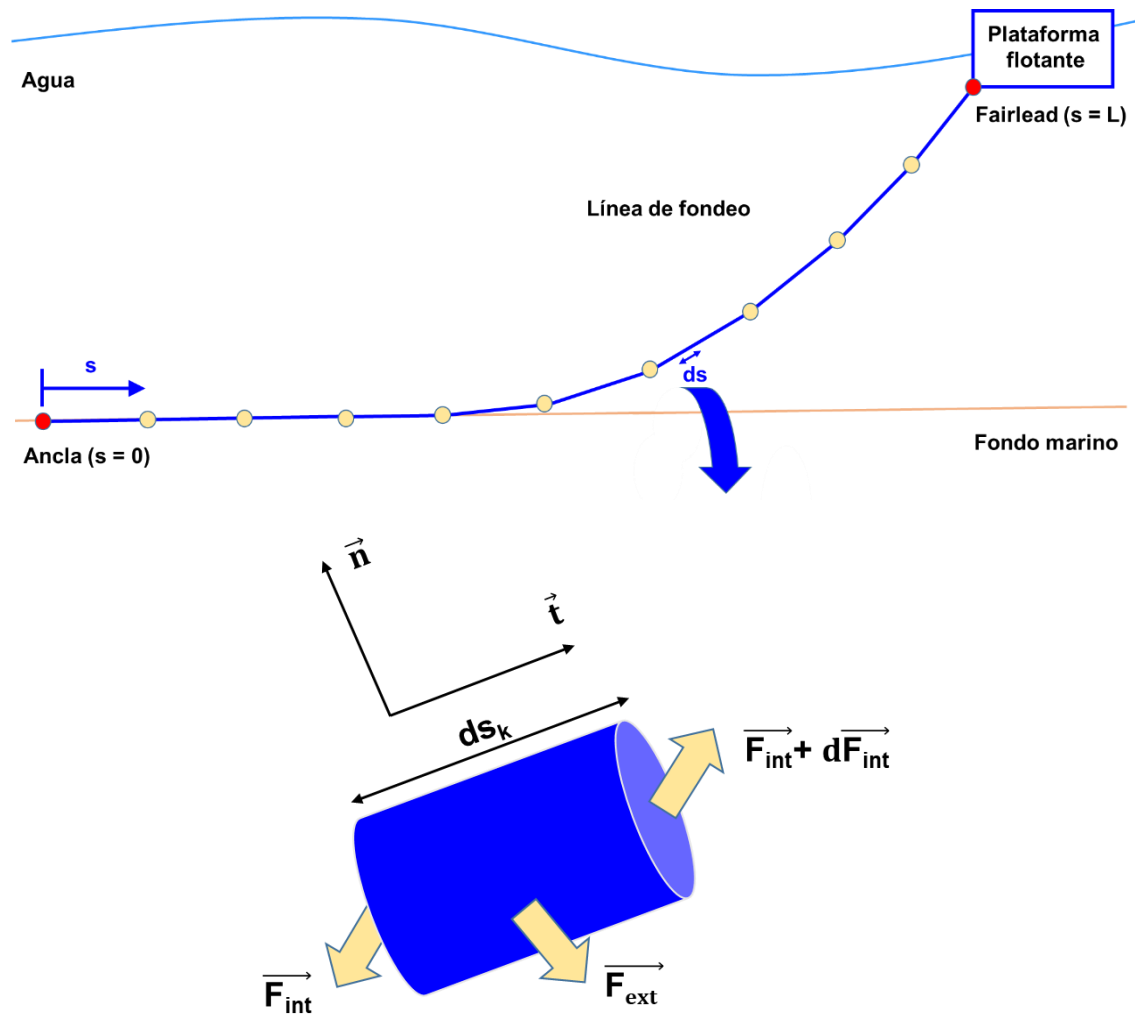


Figura 64. Fuerzas actuantes sobre el elemento infinitesimal de cable.

Si se designa como \vec{v} la velocidad, t el tiempo y ρ la masa por unidad de longitud de segmento de cable estirado, la ecuación de movimiento, aplicando la segunda Ley de Newton, se puede expresar como:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\vec{v} \rho ds_k] = \overrightarrow{F_{int}} + d\overrightarrow{F_{int}} - \overrightarrow{F_{int}} + \overrightarrow{F_{ext}} ds_k \quad (28)$$

Aplicando el principio de conservación de la masa entre la situación anterior y posterior al alargamiento del cable y, denotando como ρ_o la masa por unidad de longitud antes del alargamiento del cable y como ds la longitud inicial del elemento infinitesimal de cable, resulta:

$$\rho ds_k = \rho_o ds \quad (29)$$

La deformación axial del cable será:

$$e = \frac{ds_k - ds}{ds} \quad (30)$$

Sustituyendo en la ecuación (28) ρ y ds_k por las ecuaciones obtenidas en (29) y (30) resulta la forma vectorial de la ecuación de movimiento:

$$\rho_o \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = \frac{\partial \overrightarrow{F_{int}}}{\partial s} + \overrightarrow{F_{ext}} (1 + e) \quad (31)$$

5.3.3.1 Fuerzas internas actuantes en una línea de fondeo

Las fuerzas internas que actúan sobre el elemento infinitesimal de cable son la fuerza elástica y la fuerza de amortiguación. Estas fuerzas actúan a lo largo de la dirección tangencial del elemento, \vec{t} , en ausencia de rigidez a flexión.

La fuerza elástica o tensión (\vec{T}) se puede obtener a través de la ley de Hooke como:

$$\vec{T} = EA_o e \vec{t} \quad (32)$$

Siendo E el módulo de Young o módulo de elasticidad longitudinal y A_o el área inicial de la sección transversal del cable antes de producirse el alargamiento.

La fuerza de amortiguación ($\overrightarrow{F_A}$) de forma genérica es proporcional a la masa y a la rigidez. No obstante, en la interacción fluido-línea de fondeo puede suponerse únicamente dependiente del segundo término [90]. Así, la fuerza de amortiguación, según un modelo Rayleigh, se puede expresar en función del coeficiente de amortiguación (β_a) y la velocidad de deformación ($\frac{\partial e}{\partial t}$) como:

$$\vec{F}_A = \beta_a E A_o \frac{\partial e}{\partial t} \vec{t} \quad (33)$$

El término de amortiguación simula, físicamente, los efectos de fricción (disipación de energía) entre eslabones de cadena y, numéricamente, es un elemento que contribuye a la estabilidad numérica. El amortiguamiento ha sido considerado en otros códigos numéricos como los propuestos por [53] [76] e ignorado en [80] [86].

5.3.3.2 Fuerzas externas actuantes en una línea de fondeo

Las fuerzas externas que actúan sobre un elemento de una línea de fondeo son las siguientes: la fuerza de flotación, la fuerza de arrastre hidrodinámico, la fuerza de inercia hidrodinámica y la fuerza de contacto entre el suelo y la línea de fondeo. La definición de cada una de las fuerzas se realiza a continuación por unidad de longitud de cable sin estirar.

La fuerza de flotación (\vec{F}_{fl}) se obtiene a partir de la fuerza de gravedad y de la fuerza hidrostática. Considerando que todo el elemento se encuentra rodeado de agua y asumiendo que la fuerza hidrostática se puede evaluar a partir del volumen encerrado por el cuerpo (V_c) de acuerdo al principio de Arquímedes, la fuerza de flotación se puede expresar como el peso del elemento de cable (\vec{W}_c) menos el peso de volumen de agua desplazada (\vec{W}_a):

$$\vec{F}_{fl} = \vec{W}_c - \vec{W}_a = (V_c \rho_c - V_c \rho_a) \vec{g} = \frac{\rho}{\rho_c} (\rho_c - \rho_a) \vec{g} = \rho_o \frac{(\rho_c - \rho_a)}{\rho_c (1 + e)} \vec{g} \quad (34)$$

Siendo \vec{g} la aceleración de la gravedad, ρ_c la densidad del cable y ρ_a la densidad del agua.

La expresión de las fuerzas hidrodinámicas de arrastre (\vec{F}_a) e inercia (\vec{F}_i) que actúan sobre el elemento de cable se obtienen a partir de la ecuación de Morison [72] considerando el cable como si fuese un cilindro. La fuerza de arrastre se considera que actúa tanto en la dirección normal (\vec{F}_{an}) como en la tangencial (\vec{F}_{at}) mientras que la fuerza de inercia únicamente en la dirección normal. La definición de las fuerzas anteriores es la siguiente:

$$\vec{F}_{an} = -\frac{1}{2} C_{an} d \rho_a |\vec{v}_n| \vec{v}_n \quad (35)$$

$$\vec{F}_{at} = -\frac{1}{2} C_{at} d \rho_a |\vec{v}_t| \vec{v}_t \quad (36)$$

$$\vec{F}_l = - C_m \frac{\pi d^2}{4} \rho_a \vec{a}_n \quad (37)$$

Siendo C_{an} y C_{at} el coeficiente de arrastre normal y tangencial del cable, respectivamente, d el diámetro del cable, C_m el coeficiente de inercia, \vec{v}_n la velocidad relativa del flujo con respecto al cable en la dirección normal, \vec{v}_t la velocidad del flujo con respecto al cable en la dirección tangencial y \vec{a}_n la aceleración relativa del flujo con respecto al cable en la dirección normal.

La interacción entre la línea de fondeo y el suelo en la dirección normal se simula a partir de dos elementos, un muelle y un amortiguador, dispuestos en paralelo (modelo de Kelvin-Voight) para simular las deformaciones viscoelásticas. Este modelo fue propuesto inicialmente por Webster [70] e implementado en otros modelos numéricos [53] [64] [76] [86]. Un modelo de fricción simula la interacción entre el suelo y la línea de fondeo en la dirección tangencial. El modelo de contacto únicamente proporciona una fuerza de reacción cuando la línea de fondeo interactúa con el suelo y sólo para aquellos nodos involucrados en el contacto. La definición del modelo es la siguiente:

$$\vec{F}_{sn} = d [(z_s - r_z) K_G - \dot{r}_z K_B] \vec{r}_z \quad (38)$$

$$\vec{F}_{st} = - F_{fl} K_\mu \min\left(\frac{\|\dot{r}_{xy}\|}{v_\mu}, 1\right) \frac{\dot{r}_{xy}}{\|\dot{r}_{xy}\|} \quad (39)$$

Siendo z_s la coordenada vertical del fondo marino, r_z la proyección vertical del vector posición y \dot{r}_z su velocidad. Las constantes K_G y K_B representan los coeficientes de rigidez o módulo de balasto y de amortiguamiento viscoso, respectivamente. K_μ es el coeficiente de fricción tangencial del suelo dependiente de la velocidad de fricción de corte, v_μ . El coeficiente K_μ varía desde cero hasta 1 cuando se alcanza el valor de v_μ . \dot{r}_{xy} representa la velocidad de la proyección horizontal del vector posición. El vector unitario en la dirección tangente se define como $\frac{\dot{r}_{xy}}{\|\dot{r}_{xy}\|}$.

Un esquema de las fuerzas actuantes sobre el fondeo se muestra en la siguiente figura:

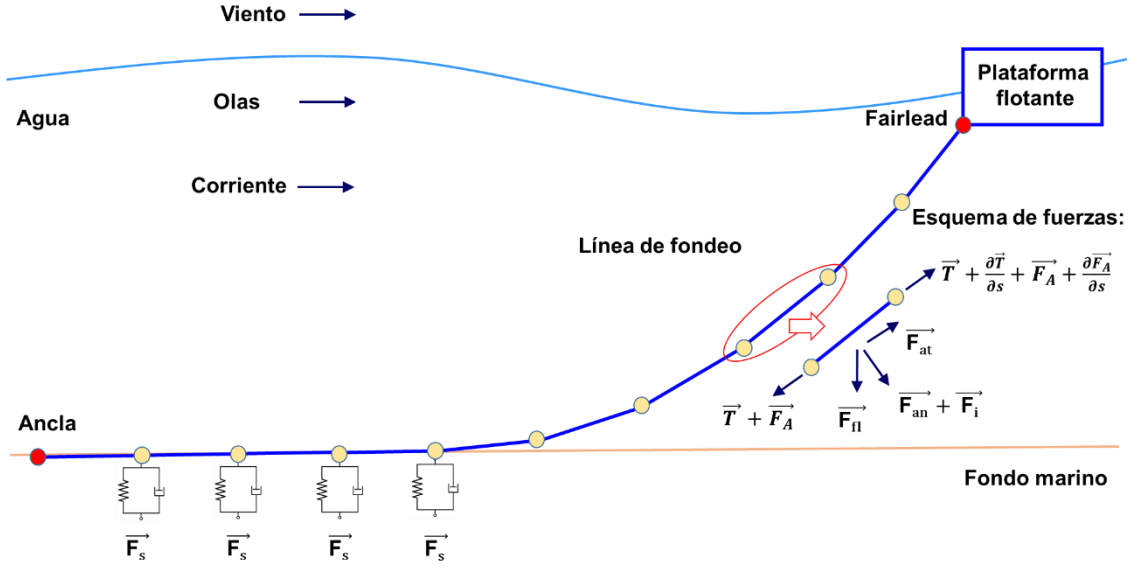


Figura 65. Disposición y fuerzas actuantes en la línea de fondeo en configuración catenaria.

5.3.3.3 Discretización de la ecuación de movimiento del cable

Para resolver la ecuación de movimiento del cable a través del método de elementos finitos se expresa la ecuación (31) en función del vector posición, \vec{r} . Conociendo que las fuerzas internas actúan a lo largo de la dirección tangente y que, por geometría diferencial de curvas, el vector tangente de una curva parametrizada según la longitud del arco se puede expresar como:

$$\vec{t} = \frac{\partial \vec{r}}{\partial s_k} = \frac{\partial \vec{r}}{\partial s (1 + e)} \quad (40)$$

La ecuación de movimiento resulta:

$$\rho_o \frac{\partial^2 \vec{r}}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial s} \left(F_{int} \frac{1}{(1 + e)} \frac{\partial \vec{r}}{\partial s} \right) - \vec{F}_{ext} (1 + e) = 0 \quad (41)$$

A partir de la ecuación (41), se establece la formulación débil del problema, multiplicando por una función test, \vec{w} , representativa del espacio de soluciones e integrando a lo largo de todo el dominio, en este caso, a lo largo de la longitud de la cadena L .

$$\int_0^L \left(\rho_o \frac{\partial^2 \vec{r}}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial s} \left(F_{int} \frac{1}{(1 + e)} \frac{\partial \vec{r}}{\partial s} \right) - \vec{F}_{ext} (1 + e) \right) \vec{w} ds = 0 \quad (42)$$

Integrando por partes el segundo término, se obtiene:

$$\begin{aligned}
 & \int_0^L \left(-\frac{\partial}{\partial s} \left(F_{int} \frac{1}{(1+e)} \frac{\partial \vec{r}}{\partial s} \right) \right) \vec{w} \, ds \\
 &= \left\langle \begin{array}{l} U = \vec{w}; \, dU = d\vec{w} \\ dV = -\frac{\partial}{\partial s} \left(F_{int} \frac{1}{(1+e)} \frac{\partial \vec{r}}{\partial s} \right) ds; \, V = -F_{int} \frac{1}{(1+e)} \frac{\partial \vec{r}}{\partial s} \end{array} \right\rangle \\
 &= - \left[F_{int} \frac{1}{(1+e)} \frac{\partial \vec{r}}{\partial s} \vec{w} \right]_0^L + \int_0^L F_{int} \frac{1}{(1+e)} \frac{\partial \vec{r}}{\partial s} d\vec{w}
 \end{aligned} \tag{43}$$

Con lo que la ecuación de movimiento resulta:

$$\int_0^L \left(\rho_o \frac{\partial^2 \vec{r}}{\partial t^2} \vec{w} + F_{int} \frac{1}{(1+e)} \frac{\partial \vec{r}}{\partial s} \frac{\partial \vec{w}}{\partial s} - \overrightarrow{F_{ext}} (1+e) \vec{w} \right) ds - \left[F_{int} \frac{1}{(1+e)} \frac{\partial \vec{r}}{\partial s} \vec{w} \right]_0^L = 0 \tag{44}$$

Dado que se conocen las condiciones de contorno en el extremo inicial y final de la línea de fondeo, correspondiéndose con la posición del ancla y la del cuerpo flotante, se puede considerar la función \vec{w} nula en esos puntos y expresar la ecuación anterior como:

$$\int_0^L \left(\rho_o \frac{\partial^2 \vec{r}}{\partial t^2} \vec{w} + F_{int} \frac{1}{(1+e)} \frac{\partial \vec{r}}{\partial s} \frac{\partial \vec{w}}{\partial s} - \overrightarrow{F_{ext}} (1+e) \vec{w} \right) ds = 0 \tag{45}$$

Se considera que la función solución \vec{r} se puede escribir, en términos de las funciones base, de la siguiente forma:

$$\vec{r}(s, t) = \sum_{i=0}^n r_i(t) \, \varphi_i(s); \quad r_i(t) \in \mathcal{R}^3 \tag{46}$$

Siendo i el nodo evaluado en el rango desde 0 hasta los n nodos en los que se divide la línea de fondeo. Es destacable denotar que los coeficientes de la expansión, $r_i(t)$, son vectores. Las derivadas espaciales y temporales serán, por tanto:

$$\frac{\partial \vec{r}}{\partial s}(s, t) = \sum_{i=0}^n r_i(t) \frac{\partial \varphi_i}{\partial s}(s); \quad \frac{\partial^2 \vec{r}}{\partial t^2}(s, t) = \sum_{i=0}^n \frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2}(t) \, \varphi_i(s); \quad r_i(t), \frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2}(t) \in \mathcal{R}^3 \tag{47}$$

Dado que la función \vec{w} es una combinación lineal de las funciones base y que las condiciones de contorno determinan los valores r_0 y r_n , la función \vec{w} puede evaluarse en los nodos $j = 1, 2, \dots, n-1$, mediante la función de base φ_j . La ecuación (45) se puede reescribir como:

$$\int_0^L \left(\sum_{i=0}^n \rho_o \frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2} \varphi_i \varphi_j + \sum_{i=0}^n F_{int} \frac{r_i}{(1+e)} \frac{\partial \varphi_i}{\partial s} \frac{\partial \varphi_j}{\partial s} - F_{ext} (1+e) \varphi_j \right) ds = 0 \quad (48)$$

La base $\{\varphi_i\}_{i=0}^n$ se puede definir de forma que sus funciones se anulen en todos los nodos excepto en uno en el que su imagen sea la unidad. Se define φ_i como un valor comprendido entre $[0,1]$ a lo largo de toda la longitud del cable. La función de base lineal en el nodo i a una distancia s_i es la siguiente:

$$\varphi_i(s) = \begin{cases} 0, & s < s_{i-1} \\ \frac{s - s_{i-1}}{s_i - s_{i-1}}, & s_{i-1} \leq s < s_i \\ \frac{s_{i+1} - s}{s_{i+1} - s_i}, & s_i \leq s < s_{i+1} \\ 0, & s \geq s_{i+1} \end{cases} \quad (49)$$

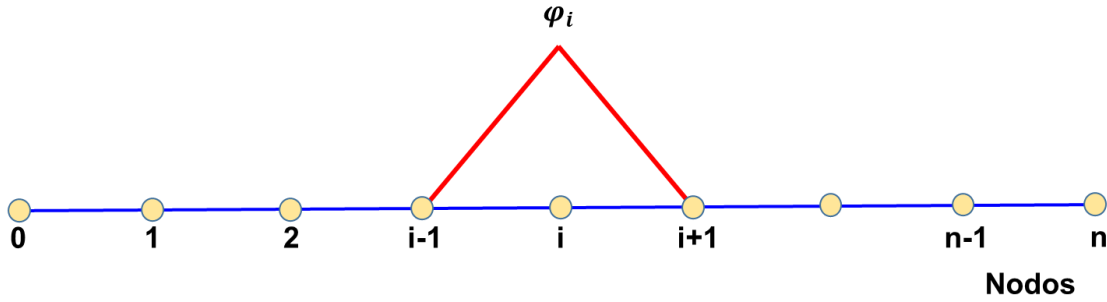


Figura 66. Función base en el nodo i .

A continuación, se aplica al elemento k , situado entre los nodos $[i, i+1]$ la ecuación (48) con la base propuesta en (49):

$$\int_{s_i}^{s_{i+1}} \left[\rho_o \left(\frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2} \varphi_i + \frac{\partial^2 r_{i+1}}{\partial t^2} \varphi_{i+1} \right) \varphi_j + \frac{F_{int}}{(1+e_k)} \left(r_i \frac{\partial \varphi_i}{\partial s} + r_{i+1} \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s} \right) \frac{\partial \varphi_j}{\partial s} - F_{ext} (1+e_k) \varphi_j \right] ds = 0; \quad \text{con } j \in \{i, i+1\} \quad (50)$$

Aplicando la linealidad a la integral resultante de la ecuación (50) resulta:

$$\begin{aligned}
 & \rho_o \frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_i \varphi_j ds + \rho_o \frac{\partial^2 r_{i+1}}{\partial t^2} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_{i+1} \varphi_j ds + r_i \int_{s_i}^{s_{i+1}} \frac{F_{int}}{(1+e_k)} \frac{\partial \varphi_i}{\partial s} \frac{\partial \varphi_j}{\partial s} ds \\
 & + r_{i+1} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \frac{F_{int}}{(1+e_k)} \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s} \frac{\partial \varphi_j}{\partial s} ds - \int_{s_i}^{s_{i+1}} F_{ext} (1+e_k) \varphi_j ds = 0
 \end{aligned} \tag{51}$$

Finalmente, a partir de la ecuación (51) y de los dos posibles valores que j puede tomar, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones que en su forma matricial se puede expresar como:

$$\begin{aligned}
 & \rho_o \begin{bmatrix} I_{3 \times 3} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_i \varphi_i ds & I_{3 \times 3} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_{i+1} \varphi_i ds \\ I_{3 \times 3} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_i \varphi_{i+1} ds & I_{3 \times 3} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_{i+1} \varphi_{i+1} ds \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2 r_{i+1}}{\partial t^2} \end{bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} I_{3 \times 3} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \frac{F_{int}}{(1+e_k)} \frac{\partial \varphi_i}{\partial s} \frac{\partial \varphi_i}{\partial s} ds & I_{3 \times 3} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \frac{F_{int}}{(1+e_k)} \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s} \frac{\partial \varphi_i}{\partial s} ds \\ I_{3 \times 3} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \frac{F_{int}}{(1+e_k)} \frac{\partial \varphi_i}{\partial s} \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s} ds & I_{3 \times 3} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \frac{F_{int}}{(1+e_k)} \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s} \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s} ds \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_i \\ r_{i+1} \end{bmatrix} \\
 & = \begin{bmatrix} \int_{s_i}^{s_{i+1}} F_{ext} (1+e_k) \varphi_i ds \\ \int_{s_i}^{s_{i+1}} F_{ext} (1+e_k) \varphi_{i+1} ds \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{52}$$

Siendo $I_{3 \times 3}$ la matriz identidad 3×3 .

Las integrales incluidas en la ecuación (52) requieren usar el teorema del cambio de variable (53) para su resolución pasando así del intervalo de resolución $[s_i, s_{i+1}]$ al $[0, 1]$.

$$\int_a^b f(x) dx = \int_c^d f[g(t)] J(g(t)) dt; \quad g(c) = a; \quad g(d) = b \tag{53}$$

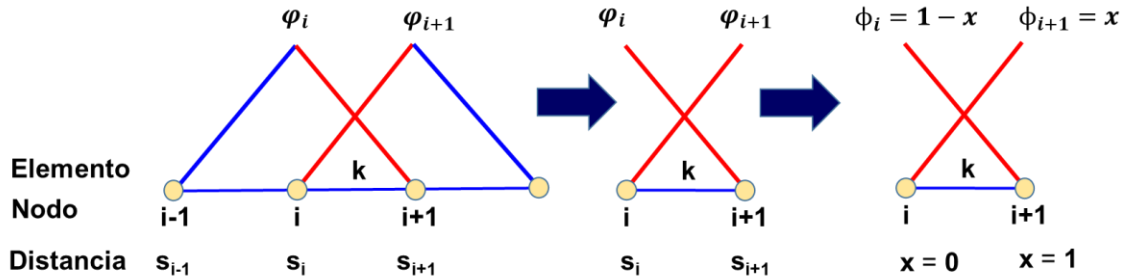


Figura 67. Funciones de interpolación y cambio de variables del elemento $i+1$.

El cambio de variable de la Figura 67 permite resolver las integrales definidas en el intervalo $[s_i, s_{i+1}]$ en el intervalo $[0, 1]$. Si se designa por l_k la longitud del elemento k , resultado de la diferencia entre $s_{i+1} - s_i$, la relación de transformación entre s y x es:

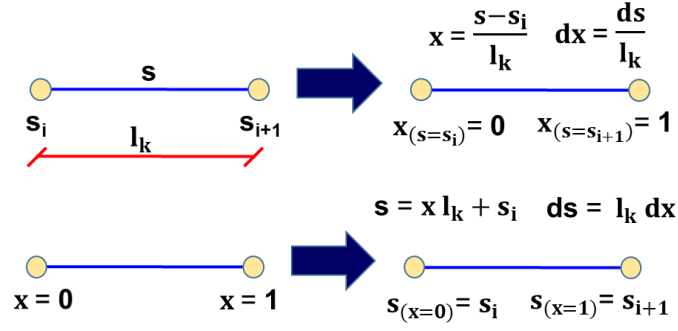


Figura 68. Relación de transformación entre las variables.

Por tanto, la función φ_i puede escribirse en variables locales ϕ_i y plantearse la resolución de las integrales de la siguiente manera:

$$\phi_i(x) = \varphi_i(s) = \varphi_i(s_{i(x)}) = \varphi_i(x l_k + s_i) \quad (54)$$

$$\int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_i(s) \varphi_{i+1}(s) ds = \int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_i(s_{i(x)}) \varphi_{i+1}(s_{i(x)}) s'_{i(x)} dx = \int_0^1 \phi_i(x) \phi_{i+1}(x) l_k dx \quad (55)$$

En el caso de las derivadas resulta:

$$\varphi_i(s) = \phi_i(x_{i(s)}) = \phi_i\left(\frac{s-s_i}{l_k}\right) \quad (56)$$

$$\frac{\partial \varphi_i}{\partial s} = \frac{\partial \phi_i}{\partial s} = \frac{\partial \phi_i}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial s} = \frac{\partial \phi_i}{\partial x} \frac{1}{l_k}; \quad \frac{\partial \varphi_i}{\partial s}(x l_k + s_i) = \frac{\partial \phi_i}{\partial x} \frac{1}{l_k} \quad (57)$$

$$\begin{aligned} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \frac{\partial \varphi_i}{\partial s}(s) \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s}(s) ds &= \int_0^1 \frac{\partial \varphi_i}{\partial s}(x l_k + s_i) \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s}(x l_k + s_i) s'_{i(x)} dx \\ &= \int_0^1 \frac{\partial \phi_i}{\partial x} \frac{1}{l_k}(x) \frac{\partial \phi_{i+1}}{\partial x} \frac{1}{l_k}(x) l_k dx = \frac{1}{l_k} \int_0^1 \frac{\partial \phi_i}{\partial x}(x) \frac{\partial \phi_{i+1}}{\partial x}(x) dx \end{aligned} \quad (58)$$

Aplicando las ecuaciones (55) y (58) a la resolución de las integrales de la ecuación (52), resulta:

$$\int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_i \varphi_i ds = \int_0^1 \phi_i(x) \phi_i(x) l_k dx = \int_0^1 x x l_k dx = \frac{l_k}{3} \quad (59)$$

$$\int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_{i+1} \varphi_{i+1} ds = \int_0^1 \phi_{i+1}(x) \phi_{i+1}(x) l_k dx = \int_0^1 (1-x)^2 l_k dx = \frac{l_k}{3} \quad (60)$$

$$\int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_i \varphi_{i+1} ds = \int_0^1 \phi_i(x) \phi_{i+1}(x) l_k dx = \int_0^1 x(1-x) l_k dx = \frac{l_k}{6} \quad (61)$$

$$\int_{s_i}^{s_{i+1}} \frac{\partial \varphi_i}{\partial s} \frac{\partial \varphi_i}{\partial s} ds = \frac{1}{l_k} \int_0^1 \frac{\partial \phi_i}{\partial x}(x) \frac{\partial \phi_i}{\partial x}(x) dx = \frac{1}{l_k} \int_0^1 dx = \frac{1}{l_k} \quad (62)$$

$$\int_{s_i}^{s_{i+1}} \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s} \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s} ds = \frac{1}{l_k} \int_0^1 \frac{\partial \phi_{i+1}}{\partial x}(x) \frac{\partial \phi_{i+1}}{\partial x}(x) dx = \frac{1}{l_k} \int_0^1 dx = \frac{1}{l_k} \quad (63)$$

$$\int_{s_i}^{s_{i+1}} \frac{\partial \varphi_i}{\partial s} \frac{\partial \varphi_{i+1}}{\partial s} ds = \frac{1}{l_k} \int_0^1 \frac{\partial \phi_i}{\partial x}(x) \frac{\partial \phi_{i+1}}{\partial x}(x) dx = \frac{1}{l_k} \int_0^1 (-1) dx = -\frac{1}{l_k} \quad (64)$$

Finalmente, sustituyendo los valores de las ecuaciones anteriores en la ecuación (52),

$$\begin{aligned} & \frac{l_k}{6} \rho_o \begin{bmatrix} 2I_{3x3} & I_{3x3} \\ I_{3x3} & 2I_{3x3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2 r_{i+1}}{\partial t^2} \end{bmatrix} + \frac{F_{int}}{(1+e_k)} \frac{1}{l_k} \begin{bmatrix} I_{3x3} & -I_{3x3} \\ -I_{3x3} & I_{3x3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_i \\ r_{i+1} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \int_{s_i}^{s_{i+1}} F_{ext} (1+e_k) \varphi_i ds \\ \int_{s_i}^{s_{i+1}} F_{ext} (1+e_k) \varphi_{i+1} ds \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (65)$$

5.3.3.4 Resolución por el método de los elementos finitos

En un instante de tiempo determinado, se conocen los vectores de posición, velocidad y aceleración en cada nodo i de la línea de fondeo. Además, el vector tangente y la deformación del elemento también se conocen a partir de los nodos i , $i-1$ e $i+1$. Con estos datos, las fuerzas externas; de flotación, de arrastre (normal y tangencial) y la fuerza de reacción del suelo (en caso de que proceda); se pueden evaluar en los nodos del elemento.

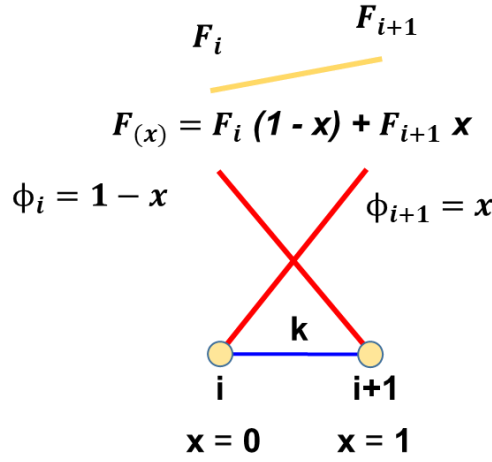


Figura 69. Esquema de integración de las fuerzas en el elemento k .

El término de la integral de fuerzas externas (Figura 69), exceptuando el término de fuerzas de masa, se puede calcular en el elemento como (con j evaluado en los nodos i e $i+1$):

$$\begin{aligned}
 \int_{s_i}^{s_{i+1}} F_{ext} (1 + e_k) \phi_j ds &= (1 + e_k) l_k \int_0^1 F_{ext} \phi_j dx \\
 &= \begin{cases} (1 + e_k) l_k \int_0^1 [F_i (1 - x) + F_{i+1} x] (1 - x) dx \\ (1 + e_k) l_k \int_0^1 [F_i (1 - x) + F_{i+1} x] x dx \end{cases} \\
 &= \begin{cases} (1 + e_k) l_k \left[F_i \int_0^1 (1 - x)^2 dx + F_{i+1} \int_0^1 (1 - x) x dx \right] \\ (1 + e_k) l_k \left[F_i \int_0^1 (1 - x) x dx + F_{i+1} \int_0^1 x^2 dx \right] \end{cases} \\
 &= \begin{cases} (1 + e_k) l_k \left[F_i \frac{1}{3} + F_{i+1} \frac{1}{6} \right] \\ (1 + e_k) l_k \left[F_i \frac{1}{6} + F_{i+1} \frac{1}{3} \right] \end{cases}
 \end{aligned} \tag{66}$$

El vector elemental de fuerzas externas en el elemento k resulta, por tanto:

$$F_k^e = (1 + e_k) l_k \frac{1}{6} \begin{bmatrix} 2I_{3 \times 3} & I_{3 \times 3} \\ I_{3 \times 3} & 2I_{3 \times 3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_i \\ F_{i+1} \end{bmatrix} \tag{67}$$

La matriz de rigidez formada a partir de las fuerzas internas se puede evaluar de forma análoga a la de las fuerzas externas conociendo los vectores de posición y velocidad en los nodos i , $i+1$. La fuerza interna se obtiene como composición de la fuerza elástica y la de amortiguación. Por tanto, se puede expresar como:

$$F_{int,i} = \max\{0, EA_o(e_k + \beta_a \dot{e}_k)\} \quad (68)$$

Siendo las expresiones de e_k y \dot{e}_k las siguientes:

$$l = l_k + l_k e_k = l_k (1 + e_k); \quad e_k = \frac{l}{l_k} - 1 = \frac{\|r_{i+1} - r_i\|}{l_k} - 1 \quad (69)$$

$$\begin{aligned} \dot{e}_k &= \frac{\partial e_k}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\|r_{i+1} - r_i\|}{l_k} - 1 \right) = \frac{1}{l_k} \frac{\partial}{\partial t} (\|r_{i+1} - r_i\|) \\ &= \frac{1}{2 l_k} \frac{1}{\|r_{i+1} - r_i\|} \frac{\partial}{\partial t} [(x_{i+1} - x_i)^2 + (y_{i+1} - y_i)^2 + (z_{i+1} - z_i)^2] \\ &= \frac{1}{l_k} \frac{1}{\|r_{i+1} - r_i\|} [(x_{i+1} - x_i)(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + (y_{i+1} - y_i)(\dot{y}_{i+1} - \dot{y}_i) \\ &\quad + (z_{i+1} - z_i)(\dot{z}_{i+1} - \dot{z}_i)] \end{aligned} \quad (70)$$

Se puede definir la matriz elemental de rigidez (K_k^e) presente en la ecuación (65), a partir de la ecuación (68), como:

$$K_k^e = \frac{EA_o(e_k + \beta_a \dot{e}_k)}{(1 + e_k)} \frac{1}{l_k} \begin{bmatrix} I_{3x3} & -I_{3x3} \\ -I_{3x3} & I_{3x3} \end{bmatrix} \quad (71)$$

Y la matriz elemental de masas de la siguiente manera:

$$M_k^e = \frac{l_k}{6} \rho_o \begin{bmatrix} 2I_{3x3} & I_{3x3} \\ I_{3x3} & 2I_{3x3} \end{bmatrix} \quad (72)$$

La fuerza externa de inercia es un término que depende de la aceleración que es precisamente la incógnita del problema. Por esta razón, este término debe incluirse junto con la matriz elemental de masas expuesta en la ecuación (72). La definición de la fuerza de inercia, presente en la ecuación (37), se puede reescribir como:

$$\vec{F}_i = - C_m \frac{\pi d^2}{4} \rho_a \vec{a}_n = - K_m \vec{a}_n = - K_m [\vec{a} - (\vec{a} \cdot \vec{t}) \vec{t}] \quad (73)$$

Si se consideran dos vectores genéricos $\vec{a} (a_1; a_2; a_3)$ y $\vec{t} (t_1; t_2; t_3)$, el resultado de la operación $\vec{a} - (\vec{a} \cdot \vec{t}) \vec{t}$, se puede expresar como:

$$\begin{aligned}
 \vec{a} - (\vec{a} \cdot \vec{t}) \vec{t} &= \vec{a} - (a_1 t_1 + a_2 t_2 + a_3 t_3) \vec{t} = \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} a_1 t_1^2 + a_2 t_1 t_2 + a_3 t_1 t_3 \\ a_1 t_1 t_2 + a_2 t_2^2 + a_3 t_2 t_3 \\ a_1 t_1 t_3 + a_2 t_2 t_3 + a_3 t_3^2 \end{pmatrix} \\
 &= \left[\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} t_1^2 & t_1 t_2 & t_1 t_3 \\ t_1 t_2 & t_2^2 & t_2 t_3 \\ t_1 t_3 & t_2 t_3 & t_3^2 \end{pmatrix} \right] \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{pmatrix} \\
 &= \begin{pmatrix} 1 - t_1^2 & t_1 t_2 & t_1 t_3 \\ t_1 t_2 & 1 - t_2^2 & t_2 t_3 \\ t_1 t_3 & t_2 t_3 & 1 - t_3^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{pmatrix} = M_{\vec{n}} \vec{a} = [I_{3 \times 3} - \vec{t} \vec{t}^T] \vec{a}
 \end{aligned} \tag{74}$$

Por lo tanto, recordando que $\vec{a} = \frac{\partial^2 \vec{r}}{\partial t^2}$, la ecuación (73) se puede escribir como:

$$\vec{F}_i = - K_m M_{\vec{n}} \frac{\partial^2 \vec{r}}{\partial t^2} \tag{75}$$

Con lo que el nuevo término de masas de la ecuación (48) resulta:

$$\int_0^L \sum_{i=0}^n (\rho_o I_{3 \times 3} + K_m M_{\vec{n}}) \frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2} \varphi_i \varphi_j ds \tag{76}$$

Que aplicándola al elemento k resultaría:

$$\begin{aligned}
 &\int_{s_i}^{s_{i+1}} (\rho_o I_{3 \times 3} + K_m M_{\vec{n}_k}) \left(\frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2} \varphi_i + \frac{\partial^2 r_{i+1}}{\partial t^2} \varphi_{i+1} \right) \varphi_j ds = \\
 &(\rho_o I_{3 \times 3} + K_m M_{\vec{n}_k}) \frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_i \varphi_j ds + (\rho_o I_{3 \times 3} + K_m M_{\vec{n}_k}) \frac{\partial^2 r_{i+1}}{\partial t^2} \int_{s_i}^{s_{i+1}} \varphi_{i+1} \varphi_j ds = \\
 &(\rho_o I_{3 \times 3} + K_m M_{\vec{n}_k}) \frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2} \int_0^1 \varphi_i \varphi_j l_k dx + (\rho_o I_{3 \times 3} + K_m M_{\vec{n}_k}) \frac{\partial^2 r_{i+1}}{\partial t^2} \int_0^1 \varphi_{i+1} \varphi_j l_k dx
 \end{aligned} \tag{77}$$

Quedando la matriz elemental de masas como:

$$M_k^e = \frac{l_k}{6} \begin{bmatrix} 2 (\rho_o I_{3 \times 3} + K_m M_{\vec{n}_k}) & (\rho_o I_{3 \times 3} + K_m M_{\vec{n}_k}) \\ (\rho_o I_{3 \times 3} + K_m M_{\vec{n}_k}) & 2 (\rho_o I_{3 \times 3} + K_m M_{\vec{n}_k}) \end{bmatrix} \tag{78}$$

Y el término de masas como:

$$\frac{l_k}{6} \begin{bmatrix} 2(\rho_o I_{3x3} + K_m M_{\vec{n}_k}) & (\rho_o I_{3x3} + K_m M_{\vec{n}_k}) \\ (\rho_o I_{3x3} + K_m M_{\vec{n}_k}) & 2(\rho_o I_{3x3} + K_m M_{\vec{n}_k}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 r_i}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2 r_{i+1}}{\partial t^2} \end{bmatrix} \quad (79)$$

Una aproximación al término anterior es asumir la siguiente hipótesis:

$$\dot{r}_{i-1} \approx \dot{r}_i, \quad \dot{r}_{i+1} \approx \dot{r}_i, \quad \ddot{r}_{i-1} \approx \ddot{r}_i, \quad \ddot{r}_{i+1} \approx \ddot{r}_i \quad (80)$$

Esta aproximación permite transformar la matriz completa en una matriz tridiagonal que facilita computacionalmente su cálculo. Las dos implementaciones han sido incluidas en este trabajo para evaluar el impacto de esta asunción en la dinámica de la línea de fondeo.

El ensamblaje de las matrices, construido a partir del número de elementos n y del número de nodos $n+1$, se puede expresar como:

$$M = 0_{3(n+1) \times 3(n+1)}$$

$$K = 0_{3(n+1) \times 3(n+1)}$$

$$F = 0_{3(n+1) \times 1}$$

$$pos = 1$$

$$\text{for } k = 1:n$$

$$M[pos:pos+5, pos:pos+5] = M[pos:pos+5, pos:pos+5] + M_k^e$$

$$K[pos:pos+5, pos:pos+5] = K[pos:pos+5, pos:pos+5] + K_k^e$$

$$F[pos:pos+5, 1] = F[pos:pos+5, 1] + F_k^e$$

$$pos = pos + 3$$

$$\text{end}$$

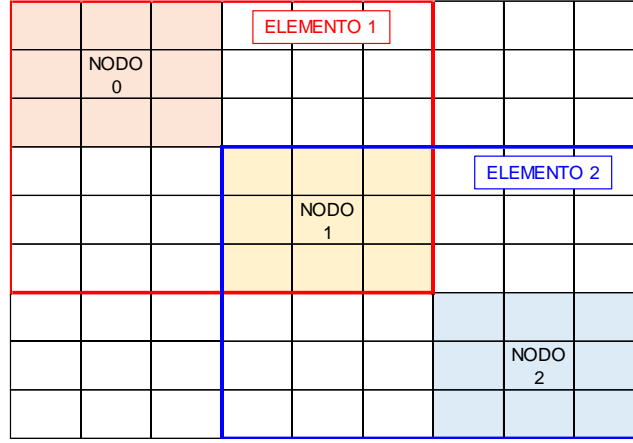


Figura 70. Esquema de ensamblaje de la matriz en el caso de dos elementos.

La ecuación (65) se puede reescribir, por tanto, como:

$$[M] \ddot{\vec{r}} + [K] \vec{r} = [\vec{F}] \quad (81)$$

Donde $[M]$ es la matriz de masas del sistema, $[K]$ la matriz de rigidez y $[F]$ el vector de fuerzas.

La resolución de las aceleraciones del sistema se obtendría a partir de:

$$[M] \ddot{\vec{r}} = [\vec{F}] - [K] \vec{r} = \hat{F} \quad (82)$$

Las aceleraciones en el primer y en el último nodo se conocen a partir de las condiciones de contorno impuestas por el ancla y por el fairlead. La aceleración en el ancla es cero y en el fairlead es la impuesta por la plataforma flotante. Adicionalmente, en la posición del fairlead, se exigen las mismas condiciones de posición y velocidad que en la plataforma flotante. Con estas disquisiciones, la primera y la última fila de la matriz de masas se pueden modificar según aparece en (83).

$$[M] \ddot{\vec{r}} = \hat{F}$$

$$\begin{matrix} \text{nodo } 0 \rightarrow \\ \vdots \\ \text{nodo } n \rightarrow \end{matrix} \begin{bmatrix} I_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} & \cdots & \cdots & 0_{3 \times 3} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0_{3 \times 3} & \cdots & \cdots & 0_{3 \times 3} & I_{3 \times 3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{0 \times 3 \times 1} \\ \vdots \\ a_{n \times 3 \times 1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{ancla \times 3 \times 1} \\ \vdots \\ a_{fairlead \times 3 \times 1} \end{bmatrix} \quad (83)$$

Finalmente, la resolución del sistema dado en la ecuación (84) se realiza usando la librería LAPACK (linear algebra package) [91] empleando un método banded o LU para obtener la matriz

inversa. En el caso de que se haya considerado la aproximación de la ecuación (80), dado que la matriz resultante es tridiagonal, se puede emplear el algoritmo de Thomas [92] para la obtención de la matriz inversa.

$$\vec{\ddot{r}} = [M]^{-1} \hat{F}; \quad \ddot{r} = f(r, t) \quad (84)$$

La condición inicial del problema se obtiene a partir del análisis cuasi-estático de la línea de fondeo. La evolución temporal del problema se resuelve utilizando la librería *ODEPACK* (ordinary differential equation package) [93]. El sistema propuesto, al ser de segundo orden, requiere un cambio de variable para poder utilizar la citada librería del tipo:

$$\dot{Y} = f(Y, t)$$
$$Y = \begin{pmatrix} r \\ \dot{r} \end{pmatrix} \quad \dot{Y} = \begin{pmatrix} \dot{r} \\ \ddot{r} \end{pmatrix} \quad \dot{Y} = f(Y, t) = f\left(\begin{pmatrix} r \\ \dot{r} \end{pmatrix}, t\right) = \begin{pmatrix} \dot{r} \\ \ddot{r} \end{pmatrix} \quad (85)$$

Los métodos de resolución incluyen tanto el método predictor-corrector de Adams que se recomienda para problemas no stiff y el método de fórmulas de diferenciación regresiva (*BDF*) recomendados para problemas stiff. Estos métodos utilizan un paso de tiempo variable y realizan una prueba de convergencia para calcular el nuevo intervalo de tiempo de forma apropiada. Las tolerancias de convergencia utilizadas en las simulaciones realizadas han sido bastantes restrictivas, con una tolerancia relativa de 10^{-7} y una tolerancia absoluta de 10^{-9} para asegurar la correcta resolución del sistema.

5.4 Validación de los modelos numéricos con ensayos experimentales

Con objeto de analizar las capacidades y fiabilidad de los modelos numéricos, es aconsejable validarlos con ensayos experimentales. Los modelos numéricos considerados en este apartado son: el modelo cuasi-estático y el modelo dinámico en sus dos versiones de resolución de la matriz de masas (con la matriz completa de masas y con la simplificación/aproximación dada en (80)). Adicionalmente, también se hace uso del software comercial Sesam [43] para comparar las posibles discrepancias entre los resultados de los diferentes modelos numéricos. Sesam es un paquete de herramientas numéricas que sirve para predecir la interacción oleaje-estructura, ampliamente utilizado en el diseño y certificación de plataformas flotantes. Las simulaciones presentadas en esta tesis requieren específicamente el uso de tres módulos: GeniE para el diseño estructural y los módulos HydroD y DeepC para el análisis hidrodinámico en el dominio de la frecuencia y del tiempo, respectivamente.

Los modelos numéricos introducidos en el párrafo anterior se han validado con los ensayos experimentales presentados en el Capítulo 4. Dada la extensión de la campaña de ensayos, se seleccionó un número limitado de ensayos referidos a la línea de fondeo más pesada. La validación de los resultados se presenta a escala modelo. Las características más importantes de la línea de fondeo objeto de validación se exponen en la Tabla 19.

Tabla 19. Propiedades de la línea de fondeo objeto de validación.

PROPIEDADES	
Diámetro del eslabón (mm)	3
Longitud (m)	7.305
Peso (kg/m)	0.162
Profundidad de agua (m)	1.35
Posición del fairlead bajo la superficie de agua (m)	0.15
Distancia entre el ancla y el fairlead (m)	6.97
Rigidez de la muestra de 0.4918 m (N/m)	740 745
Módulo elástico (N/m²)	7.72×10^{10}
Diámetro equivalente hidrodinámico (m)	0.0052

El catálogo de ensayos de validación se construyó a partir de ensayos con movimiento impuesto en el fairlead. Concretamente, se seleccionaron aquellos movimientos incluidos en el mismo plano vertical que la línea de fondeo: surge, heave y pitch. Las características de los ensayos seleccionados se presentan en la Tabla 20 de acuerdo al grado de libertad excitado. Los movimientos lineales se definen a partir de la amplitud y el periodo mientras que los rotacionales a partir del radio de giro y la velocidad. Estos ensayos se han simulado en presencia y ausencia de fondo arenoso a fin de evaluar el efecto de los parámetros de fricción en la dinámica de la línea de fondeo.

Tabla 20. Ensayos de validación: movimientos impuestos en el fairlead.

MOVIMIENTOS LINEALES			
Grado de libertad excitado		2 Amplitud (m)	Periodo (s)
Surge	Modelo	0.250	0.79-1.58-2.37-3.16-4.74-6.32-7.91
	Prototipo	10	5-10-15-20-30-40-50
Heave	Modelo	0.150	0.79-1.26-1.58-1.90-2.21-2.53-2.85-3.16-3.48
	Prototipo	6	5-8-10-12-14-16-18-20-22
MOVIMIENTOS ROTACIONALES			
Grado de libertad excitado		Radio (m)	Velocidad (rad/s)
Pitch	Modelo	0.120	0.061-0.184-0.307-0.368-0.920-1.227
	Prototipo	4.8	0.01-0.03-0.05-0.06-0.15-0.2

5.5 Importancia de los parámetros de diseño en la dinámica de la línea de fondeo

La importancia del modelado numérico reside en cubrir las limitaciones de los ensayos experimentales donde únicamente ciertos casos operacionales y casos representativos de estados límite último (*ELU*) pueden ser evaluados. Por tanto, una respuesta precisa del modelo numérico requiere la adopción de parámetros representativos del comportamiento del fondeo.

De acuerdo a la formulación presentada en 5.3.3, las tensiones y movimientos de la línea de fondeo pueden ser determinados a partir de 16 variables: ρ_0 , ρ_c , ρ_w , E , A_o , L , β_a , g , d , C_{an} , C_{at} , C_m , K_G , K_B , K_μ y el número de elementos de discretización de la línea de fondeo. La caracterización de cada variable se puede determinar a través de la medición directa del propio parámetro (ρ_0 , L), la asunción de valores universalmente aceptados (ρ_c , ρ_w , g), a partir de ensayos de laboratorio (E , A_o , d , K_G , K_B , K_μ) o haciendo uso de guías de buena práctica o normativas (β_a , C_{an} , C_{at} , C_m , discretización de elementos). En general, los parámetros que requieren calibración son difíciles de determinar en un caso real mientras que otros se pueden definir con una incertidumbre de diseño relativamente baja. A continuación, se detalla cómo se ha determinado cada uno de los parámetros sujetos a calibración y, finalmente, se muestran todos los valores adoptados para la validación de la línea de fondeo ensayada experimentalmente.

La modelización numérica de la línea de fondeo asume que la cadena es un cable perfecto por lo que un diámetro hidrodinámico equivalente debe ser adoptado. Este parámetro se obtuvo a partir de un ensayo volumétrico o de desplazamiento de agua, resultando un valor de 0.0052 m (Sección 4.3.2.1). La rigidez axial usada en el modelo, EA , se obtuvo a partir de un ensayo de tracción (Sección 4.3.2.1). Los parámetros de fricción en dirección normal (K_G , K_B) del modelo de interacción línea de fondeo-fondo marino se obtuvieron por calibración entre el modelo numérico y los ensayos experimentales tanto para un fondo rígido, representativo de una laja rocosa, como para un fondo deformable, característico de un fondo arenoso. El coeficiente de fricción horizontal (K_μ) del modelo de interacción se determinó a partir de una serie de ensayos de arrastre. La calibración se realizó para un ensayo con amplitud de 125 mm y periodo de 1.58 s y, posteriormente, se validó para un ensayo con amplitud de 125 mm y periodos de 2.37 s y 3.16 s. Los resultados de esta calibración y, posterior validación se muestran en la Figura 71.

Los coeficientes hidrodinámicos se seleccionaron siguiendo la normativa *DNV* [94] para una cadena studless (sin contrete). Esta normativa proporciona un coeficiente de arrastre normal de 2.4 y uno de arrastre tangencial de 1.15 referido al diámetro relativo de cadena. Estos coeficientes referidos al diámetro hidrodinámico equivalente resultan ser de 1.38 y 0.66, respectivamente. El coeficiente de masa añadida, C_{ma} , proporcionado por la normativa para una sección circular es de 1. El coeficiente de inercia, C_m , se obtiene como la suma del coeficiente de masa añadida y la unidad.

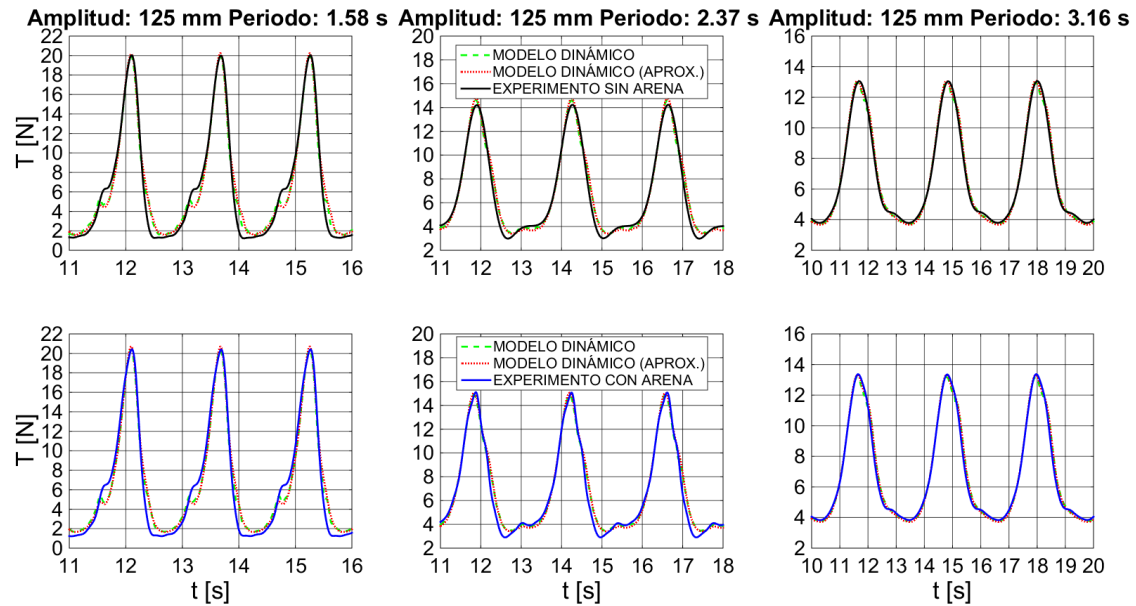


Figura 71. Calibración y validación del modelo de interacción línea de fondeo-fondo marino.

La discretización de la línea de fondeo se realizó de acuerdo a la posición de los marcadores en la línea de fondeo ensayada para poder comparar con suficiente precisión la respuesta estimada por los modelos numéricos y la medida en los ensayos experimentales. Un total de 37 elementos se emplearon en la discretización de la línea de fondeo. Un resumen de todos los parámetros involucrados en el modelado numérico se muestra en la Tabla 21.

Tabla 21. Propiedades de la línea de fondeo del modelo numérico.

PROPIEDADES	VALOR	FUENTE
Peso, ρ_0 (kg/m)	0.162	Medición directa
Longitud, L (m)	7.305	Medición directa
Diámetro hidrodinámico equivalente, d (m)	0.0052	Medición en laboratorio
Rigidez, EA (N)	364 299	Medición en laboratorio
Coefficiente de arrastre normal, C_{an}	1.38	Normativa
Coefficiente de arrastre tangencial, C_{at}	0.66	Normativa
Coefficiente de masa añadida, C_{ma}	1	Normativa
Número de elementos	37	Reglas de buena practica
Amortiguamiento estructural, β_a (‰)	1	Reglas de buena practica
Densidad del acero, ρ_c (kg/m ³)	7 850	Medición/datos universales
Densidad del agua, ρ_w (kg/m ³)	1 000	Medición/datos universales
FONDO MARINO RÍGIDO		
Rigidez normal, K_G (Pa/m)	300 000	Calibración en laboratorio
Amortiguamiento normal, K_B (Pa s/m)	20	Calibración en laboratorio
Coefficiente de fricción tangencial, K_μ	0.24	Calibración en laboratorio
FONDO MARINO DEFORMABLE		
Rigidez normal, K_G (Pa/m)	20 000	Calibración en laboratorio
Amortiguamiento normal, K_B (Pa s/m)	20	Calibración en laboratorio
Coefficiente de fricción tangencial, K_μ	0.7	Calibración en laboratorio

La Tabla 21 enumera y determina, de la forma más precisa posible, todos los parámetros que intervienen en la dinámica del fondeo. No obstante, en un diseño real puede ser que alguno de ellos presente cierta incertidumbre. Con el propósito de evaluar el impacto que puede tener en la dinámica de la línea dicha incertidumbre se realiza un análisis de sensibilidad. El análisis de sensibilidad propuesto se construye de forma que, un parámetro del fondeo cambia un cierto porcentaje de su valor de referencia mientras que los demás parámetros permanecen constantes tomando como referencia los resultados experimentales. Este análisis permite identificar los parámetros de la línea de fondeo más críticos en el diseño. En este caso, los parámetros analizados son: el número de elementos de discretización de la línea de fondeo, el amortiguamiento estructural, el coeficiente de arrastre, el coeficiente de masa añadida, la rigidez, el peso y el diámetro de forma conjunta, los coeficientes de fricción del modelo de contacto línea de fondeo-fondo marino y la longitud de la línea de fondeo. El rango de variación de cada uno de los parámetros citados anteriormente se muestra en la Tabla 22. indicando la primera columna el parámetro de referencia. La variación paramétrica toma valores entre $\pm 50\%$ del valor de referencia excepto para el amortiguamiento estructural y la longitud por su alto impacto en los resultados. En el caso de la masa añadida, se analizaron valores entre 1 y 2. El estudio paramétrico propuesto se realiza con el modelo numérico dinámico que incorpora la aproximación de la matriz tridiagonal.

Tabla 22. Variación paramétrica de los parámetros del fondeo.

PARÁMETROS	NUMÉRICOS	ELEMENTOS															
		37	10	15	19	26	30	33	34	35	36	38	39	40	41	44	48
	AMORTIGUAMIENTO ESTRUCTURAL: β_a																
	0.001	0.0001	0.0003	0.0005	0.0007	0.0013	0.0015	0.0017	0.003	0.005	0.007	0.01	0.03	0.05	0.07	0.1	
	COEFICIENTE DE ARRASTRE: C_{an}, C_{at}																
	1.38	0.69	0.97	1.10	1.24	1.28	1.31	1.34	1.37	1.39	1.42	1.45	1.48	1.52	1.66	1.79	2.07
	0.66	0.33	0.46	0.53	0.59	0.61	0.63	0.64	0.65	0.67	0.68	0.69	0.71	0.73	0.79	0.86	0.99
	COEFICIENTE DE MASA AÑADIDA: C_{ma}																
	1.00	1.01	1.02	1.03	1.05	1.07	1.09	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2
	FÍSICO-MECÁNICOS	RIGIDEZ: EA (N)															
364299		182150	255009	291439	327869	338798	346084	353370	360656	367942	375228	382514	389800	400729	437159	473589	546449
PESO: ρ_0 (kg/m ³) - DIÁMETRO: d (m)																	
0.162		0.081	0.113	0.130	0.146	0.151	0.154	0.157	0.160	0.164	0.167	0.170	0.173	0.178	0.194	0.211	0.243
0.0052		0.0036	0.0043	0.0046	0.0049	0.0049	0.0050	0.0050	0.0051	0.0052	0.0052	0.0053	0.0053	0.0054	0.0056	0.0059	0.0063
COEFICIENTES DE FRICCIÓN: K_G (Pa/m), K_B (Pa s/m), K_μ																	
300000		150000	210000	240000	270000	279000	285000	291000	297000	303000	309000	315000	321000	330000	360000	390000	450000
20		10	14	16	18	19	19	19	20	20	21	21	21	22	24	26	30
0.24	0.12	0.17	0.19	0.22	0.22	0.23	0.23	0.24	0.24	0.25	0.25	0.26	0.26	0.29	0.31	0.36	
LONGITUD: L (m)																	
7.305	7.25	7.26	7.27	7.28	7.29	7.30	7.31	7.32	7.33	7.34	7.35						

5.6 Resultados

En esta Sección se muestra, en primer lugar, la validación de los diferentes modelos numéricos y, posteriormente, el análisis de sensibilidad de cada uno de los parámetros de la línea de fondeo.

5.6.1 Validación de los modelos numéricos: tensiones y movimientos

En esta Sección se presenta una exhaustiva validación de los modelos numéricos descritos en 5.3. La validación de los diferentes códigos numéricos se centra en varios aspectos. Primero, se compara la tensión estática obtenida por los modelos numéricos con la experimental y, posteriormente, se presentan los resultados de tensiones y movimientos predichos por las simulaciones numéricas y las mediciones experimentales para los diferentes ensayos de validación propuestos en la Tabla 20. Las tensiones y movimientos se analizan de forma individual y agregada. El análisis individual permite evaluar las capacidades de cada uno de los modelos numéricos en la predicción de las dinámicas del fondeo mientras que el análisis agregado da una visión general de la precisión en la estimación de las dinámicas. Los modelos numéricos estimaron tanto la tensión en el fairlead como los movimientos en distintos puntos medidos a lo largo de la línea de fondeo, coincidentes con los medidos en el modelo experimental.

5.6.1.1 Tensión estática

La Tabla 23 muestra la tensión estática media obtenida para cada ensayo de validación y modelo numérico junto con su error. Las mayores diferencias se encuentran en el modelo cuasi-estático con errores inferiores al 2 % en surge y heave, alcanzando un 3.77 % en pitch. Los modelos dinámicos estimaron con un error menor al 0.25 % la tensión estática media en surge y heave mientras que en pitch alcanzó un error aproximado del 2 %.

Tabla 23. Comparación de la tensión estática entre los modelos numéricos y el modelo experimental.

		CUASI-ESTÁTICO	DINÁMICO	DINÁMICO (APROX.)	SESAM (DNV-GL)	EXPERIMENTO
SURGE	TENSIÓN (N)	5.99	5.89	5.89	5.89	5.89
	ERROR (%)	1.72	0.06	0.06	-0.06	-
HEAVE	TENSIÓN (N)	5.94	5.84	5.84	5.83	5.83
	ERROR (%)	1.93	0.25	0.24	0.06	-
PITCH	TENSIÓN (N)	6.33	6.23	6.23	6.22	6.10
	ERROR (%)	3.77	2.08	2.07	1.91	-

5.6.1.2 Tensión dinámica y movimientos

Desde la Figura 72 hasta la Figura 75 se muestran las comparaciones entre las series de tensión medida y simulada para los ensayos de validación en surge con periodos de 1.58 s y 7.91 s, en heave con periodo de 1.26 s y en pitch con velocidad de 0.368 rad/s. La precisión de cada modelo

numérico se evalúa por medio de un porcentaje con respecto a las mediciones experimentales. Por lo tanto, porcentajes positivos representan magnitudes sobreestimadas y negativas infraestimadas. Los modelos dinámicos capturan la forma de la onda y las fases razonablemente bien reproduciendo con bastante precisión las tensiones máximas y mínimas. La Tabla 24 muestra la diferencia en porcentaje de la tensión máxima entre los diferentes modelos numéricos y el modelo experimental. Destaca la capacidad de los modelos dinámicos para predecir las tensiones máximas, con errores inferiores al 3 %.

Tabla 24. Error (%) en la estimación de la tensión máxima entre los modelos numéricos y el modelo experimental. Ensayos de validación: Surge, Heave y Pitch.

TENSION MÁXIMA		CUASI-ESTÁTICO	DINÁMICO	DINÁMICO (APROX.)	SESAM (DNV-GL)
1.58 s	SURGE	-32.25	0.10	1.43	-1.20
7.91 s	SURGE	-0.19	-2.58	-2.33	-2.98
1.26 s	HEAVE	-15.80	-0.06	0.79	1.46
0.368 rad/s	PITCH	0.84	0.34	0.25	0.21

A diferencia de los modelos dinámicos, el modelo cuasi-estático sólo es capaz de predecir adecuadamente la serie de tensión en movimientos impuestos caracterizados por periodos relativamente largos en los que la influencia de la dinámica es despreciable. En este caso, la serie de tensión se reproduce con un error inferior al 1 %. El modelo cuasi-estático estima adecuadamente la respuesta del fondeo cuando la energía absorbida por la línea es despreciable. Normalmente, esta situación ocurre cuando el desplazamiento y la tensión están en fase y, por lo tanto, la tensión máxima es coincidente con la máxima amplitud. Por el contrario, los efectos dinámicos en el fondeo son apreciables cuando el ciclo de histéresis contiene una apreciable cantidad de energía disipada. Por esta razón, los efectos dinámicos son más severos en ensayos con periodos cortos que en los ensayos con periodos largos. Es en este caso cuando el modelo cuasi-estático no simula la tensión en el fairlead correctamente. La tensión máxima se infraestima y la mínima se sobreestima. Además, las fases de la onda de tensión aparecen desfasadas con respecto a las mediciones de laboratorio y la forma de la onda no presenta senos anchos y planos, y crestas apuntadas. La respuesta del modelo cuasi-estático está en concordancia con la posición del fairlead: se alcanzan mayores tensiones cuando la posición del fairlead está lejos del ancla mientras que las tensiones son menores cuando el fairlead está cerca del ancla.

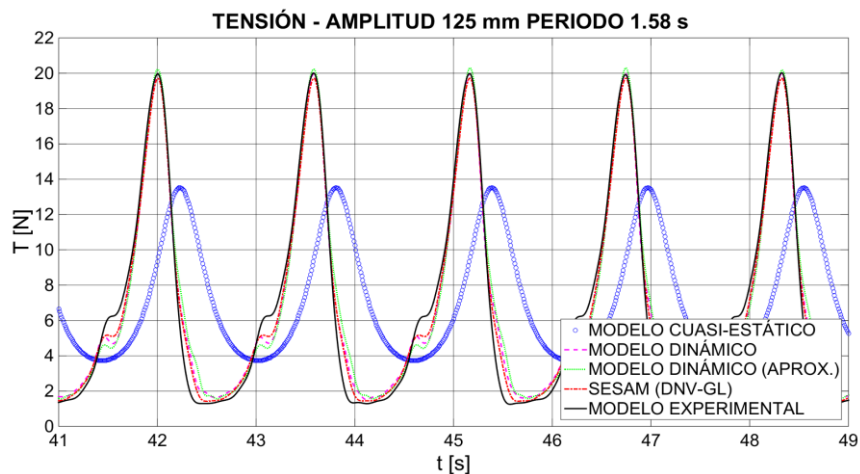


Figura 72. Validación de la serie de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.

Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 1.58 s).

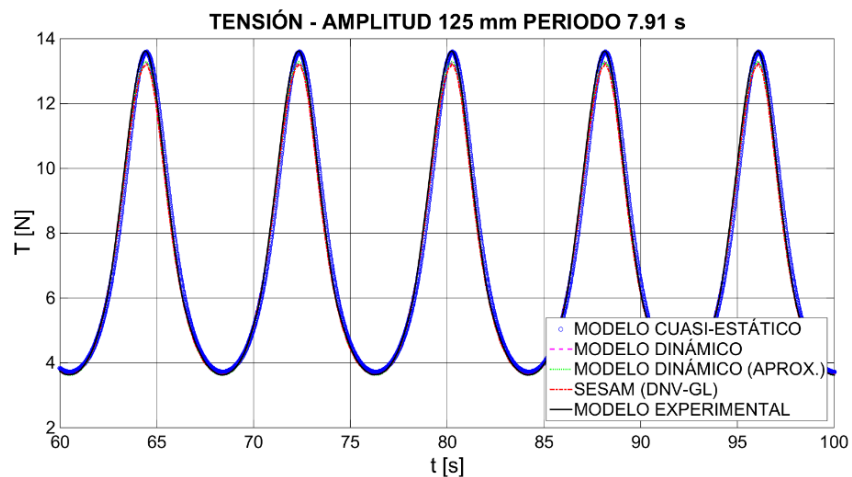


Figura 73. Validación de la serie de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.

Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 7.91 s).

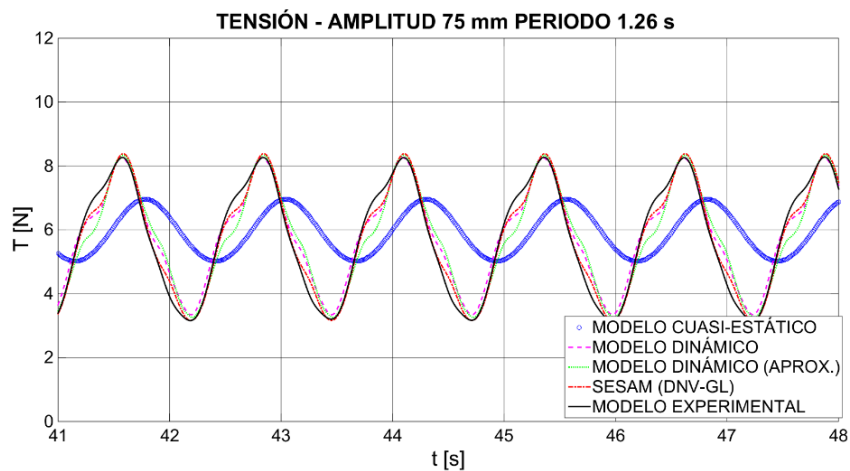


Figura 74. Validación de la serie de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.

Ensayo de validación: Heave (Amplitud: 75 mm, Periodo: 1.26 s).

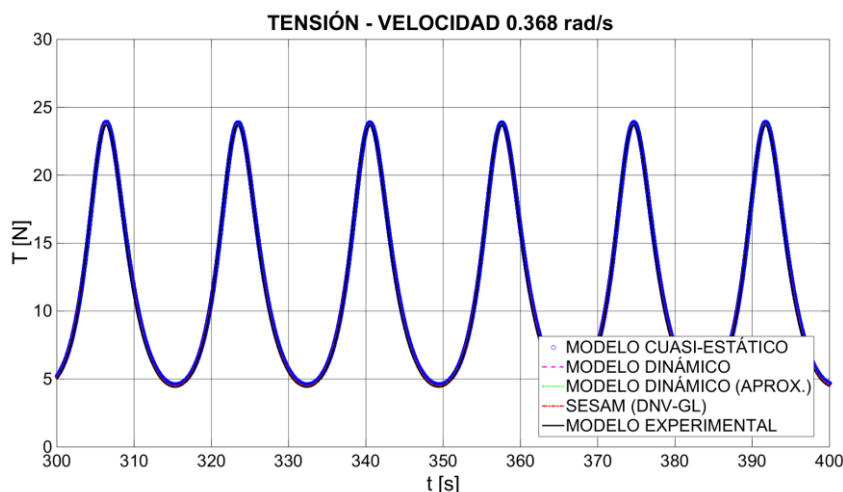


Figura 75. Validación de la serie de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.

Ensayo de validación: Pitch (Velocidad: 0.368 rad / s).

La capacidad de los diferentes modelos numéricos para capturar las series de tensión en los diferentes ensayos de validación propuestos en la Tabla 20 se presentan desde la Figura 76 hasta la Figura 78. La validación de la tensión entre los modelos numéricos y los modelos experimentales se describe por medio de varios parámetros: la tensión máxima, la mínima, la amplitud y la media. Para cada parámetro, los resultados proporcionados por cada modelo numérico se representan contra los resultados experimentales. Si los resultados del modelo numérico y experimental coinciden, estarán representados por un punto en la bisectriz del gráfico. Por el contrario, si no coinciden, estarán alejados de la bisectriz. Cuanto mayor distancia exista a la bisectriz, mayor imprecisión en la predicción de la tensión. Los modelos dinámicos presentan un buen acuerdo contra los resultados experimentales en todos los movimientos. Las tensiones máximas predichas son inferiores al 4 % de error con respecto a la tensión experimental en surge y heave mientras que son inferiores al 1.5 % en el movimiento de pitch. La estimación de la amplitud presenta una buena correlación con los ensayos experimentales mostrando valores sobre la bisectriz en todos los grados de libertad. La tensión media se estima con diferencias inferiores al 2.5 %. En general, la respuesta de los modelos dinámicos está de acuerdo con los ensayos experimentales, excepto en los ensayos con cargas impulsivas. Dos ensayos con cargas impulsivas aparecen en la colección experimental: uno en surge y otro en heave. Ambos ocurren para el periodo de 0.79 s. Las cargas impulsivas se generan por eventos que provocan un vacío de tensión en la línea seguida de una fuerte tensión hasta alcanzar un pico de carga. No todos los modelos bajo condiciones impulsivas reproducen adecuadamente la tensión máxima. Las condiciones impulsivas se representan en el gráfico de tensión máxima, en los movimientos de surge y heave, como outliers con respecto a la bisectriz. Los modelos dinámicos presentan discrepancias inferiores al 23 % y al 12 % en la evaluación de esta tensión. La predicción de este tipo de cargas requiere técnicas numéricas avanzadas como la propuesta por [79] basada en un método de

discontinuos Galerkin con una formulación de Lax-Friedrich Riemann. El modelo cuasi-estático sólo estima la tensión de forma precisa en periodos largos. Se pueden observar diferencias apreciables en la tensión máxima, mínima y la amplitud para el periodo más dinámico, 0.79 s, en los movimientos de surge y heave. Para este periodo, la tensión es cuatro veces menor que la experimental en el ensayo de surge y dos veces menor en el de heave. Aparte de este ensayo, el error máximo en la predicción de la tensión es de aproximadamente el 32 % en el ensayo de surge con periodo 1.58 s y del 16 % para el ensayo de heave de 1.26 s. El resto de periodos de la colección de ensayos muestran diferencias inferiores al 6 % en la predicción de las cargas. Finalmente, los ensayos de pitch se reproducen de acuerdo a los ensayos experimentales, con diferencias menores al 1.5 %.

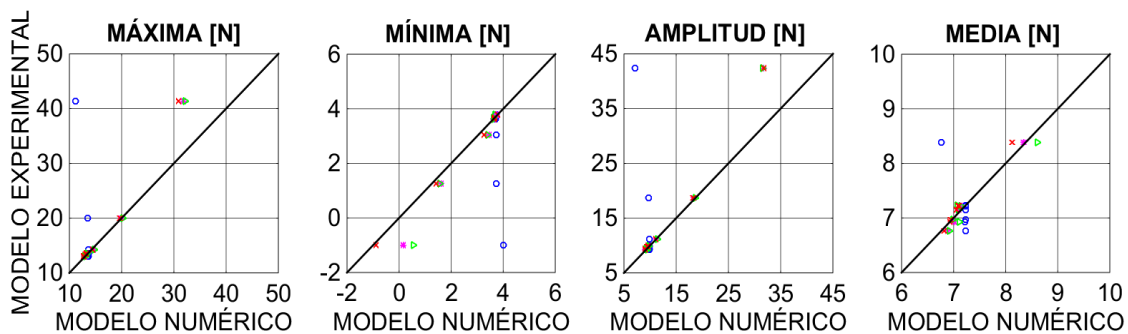


Figura 76. Validación de las series de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.

Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos:

modelo cuasi-estático (○), modelo dinámico (*), modelo dinámico (aprox.) (▷), Sesam (DNV-GL) (×).

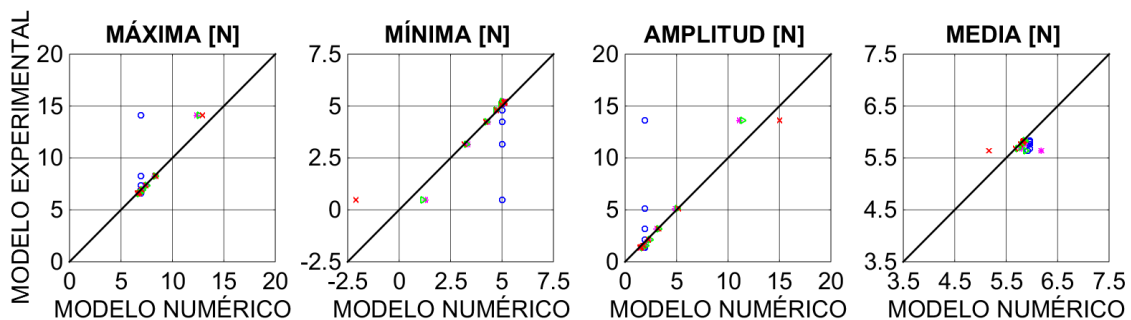


Figura 77. Validación de las series de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.

Test: Heave (Amplitud: 75 mm). Modelos numéricos:

modelo cuasi-estático (○), modelo dinámico (*), modelo dinámico (aprox.) (▷), Sesam (DNV-GL) (×).

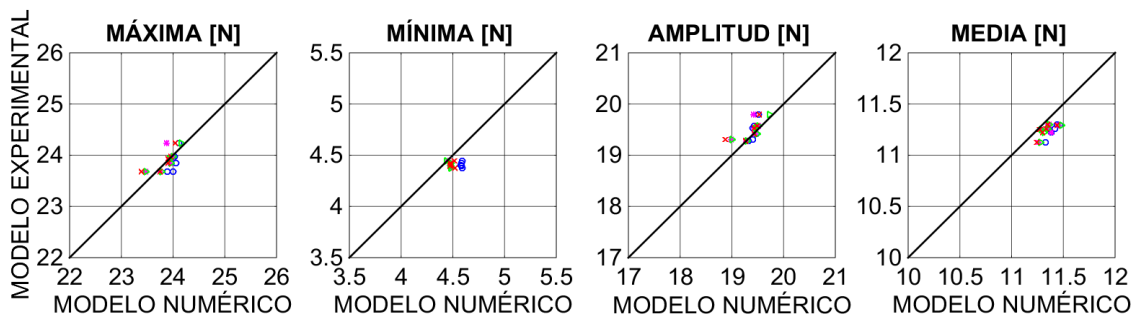


Figura 78. Validación de las series de tensión: modelos numéricos & modelo experimental.

Test: Pitch (Radio: 120 mm). Modelos numéricos:

modelo cuasi-estático (○), modelo dinámico (*), modelo dinámico (aprox.) (▸), Sesam (DNV-GL) (×).

Se midieron los movimientos en seis puntos diferentes de la línea de fondeo durante todos los ensayos experimentales. No obstante, a continuación, sólo se presentan las series temporales de movimientos en dos puntos: Punto 2 y Punto 4. Estos puntos están localizados a 0.4 m y 0.8 m medidos desde la posición del fairlead. Se seleccionó el punto 2 debido a que los movimientos en la dirección x y la dirección z presentan el mismo orden de magnitud y el punto 4 por la preponderancia del movimiento en la dirección z con respecto al de la dirección x . Desde la Figura 79 hasta la Figura 86 se muestran las comparaciones entre las series de movimiento, en la dirección x y la dirección z , de los ensayos en surge con periodos de 1.58 s y 7.91 s. En general, los modelos dinámicos predicen razonablemente bien los movimientos en los diferentes puntos de la línea de fondeo. Las fases se capturan de acuerdo con los resultados experimentales, aunque se encuentran ligeras diferencias en la predicción de los máximos y mínimos. A pesar de ello, el acuerdo es muy bueno. La forma de la onda de desplazamiento se reproduce perfectamente para el caso de 7.91 s. No obstante, algunas incertidumbres en la predicción de la forma de la serie de movimiento vertical inducida por armónicos de orden superior se pueden observar en la Figura 80. Al igual que ocurría con las tensiones, el modelo cuasi-estático predice los movimientos desfasados con respecto al caso experimental en los ensayos con periodo más corto (1.58 s). En cambio, una satisfactoria correlación se obtiene en los ensayos con periodo más largo (7.91 s) si se toman como parámetros de referencia el movimiento máximo, el mínimo y la amplitud.

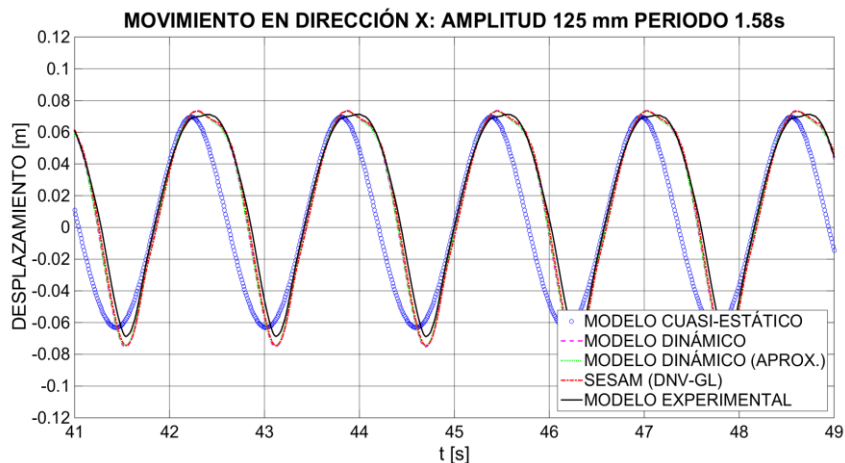


Figura 79. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección x en el punto 2: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 1.58 s).

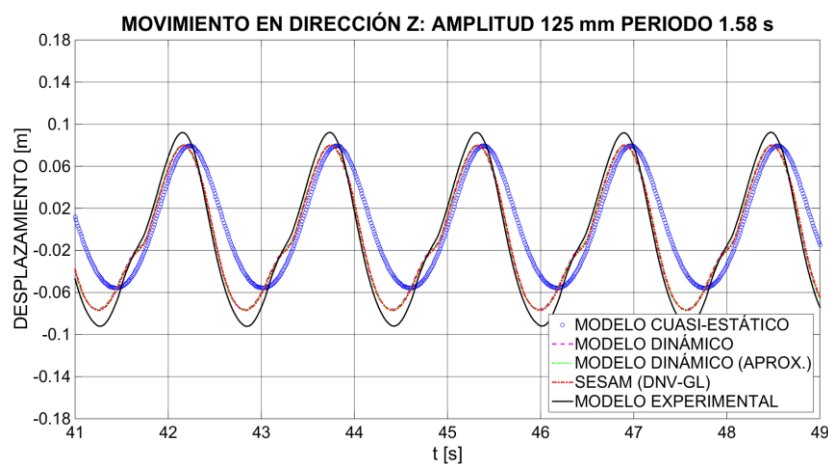


Figura 80. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección z en el punto 2: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 1.58 s).

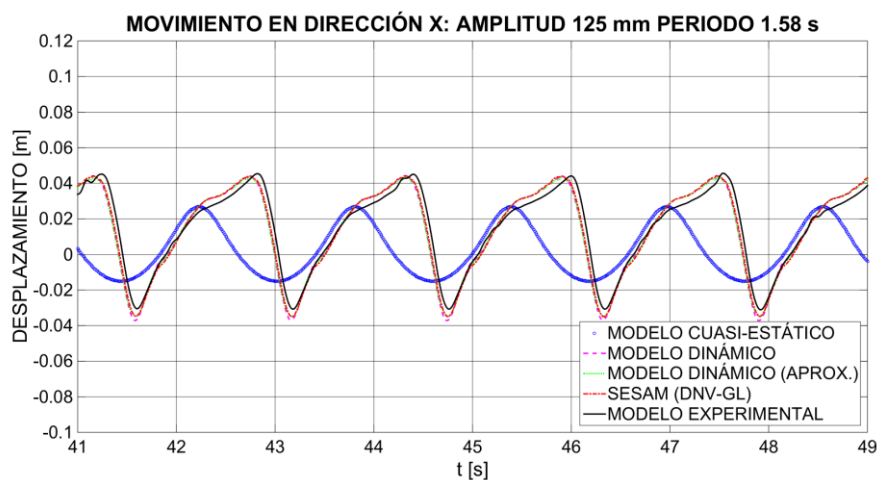


Figura 81. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección x en el punto 4: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 1.58 s).

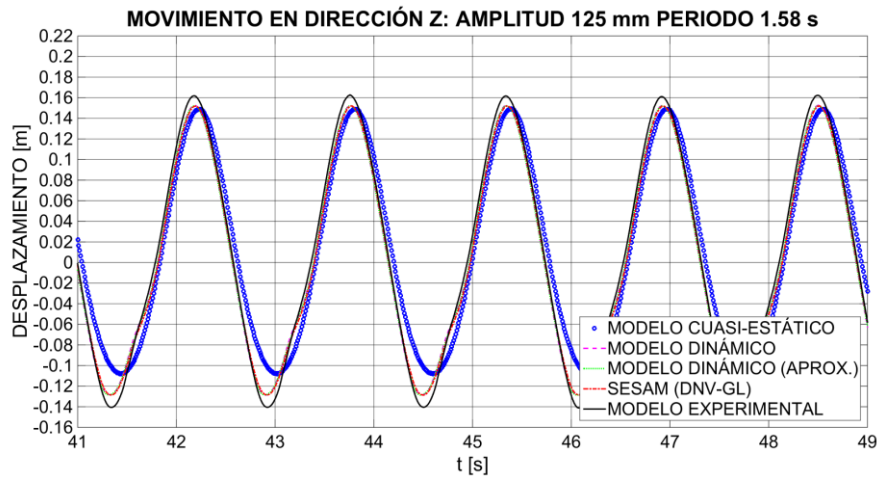


Figura 82. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección z en el punto 4: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 1.58 s).

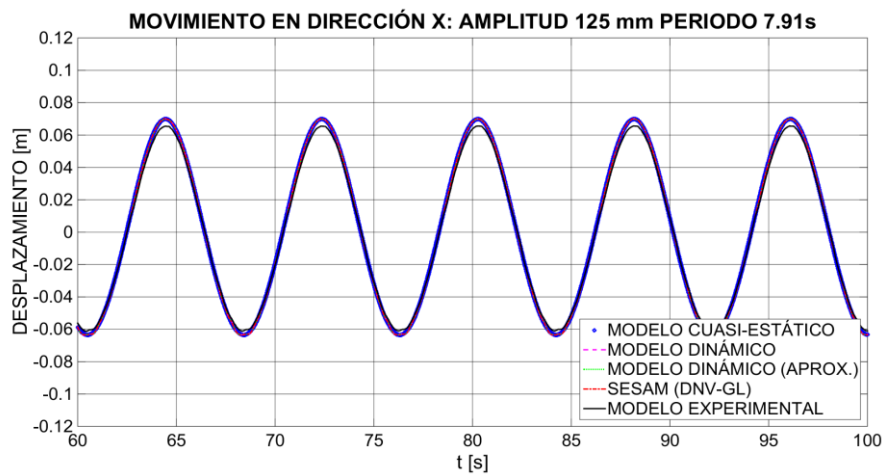


Figura 83. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección x en el punto 2: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 7.91 s).

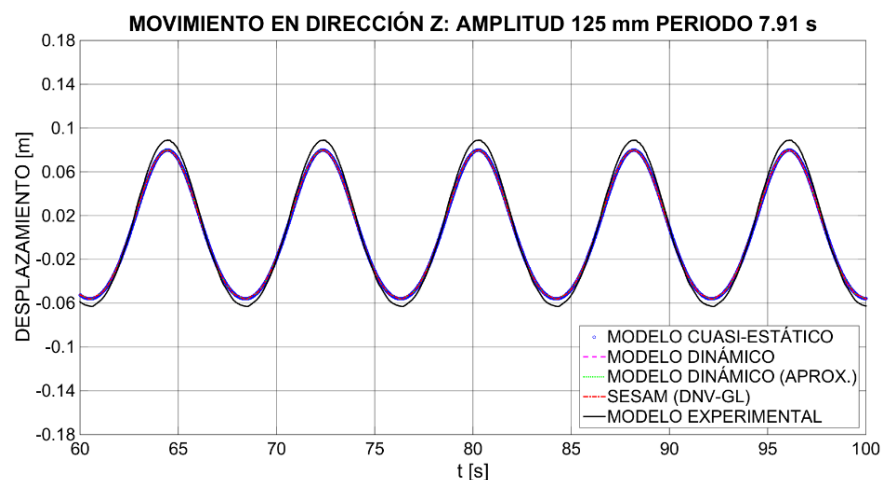


Figura 84. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección z en el punto 2: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 7.91 s).

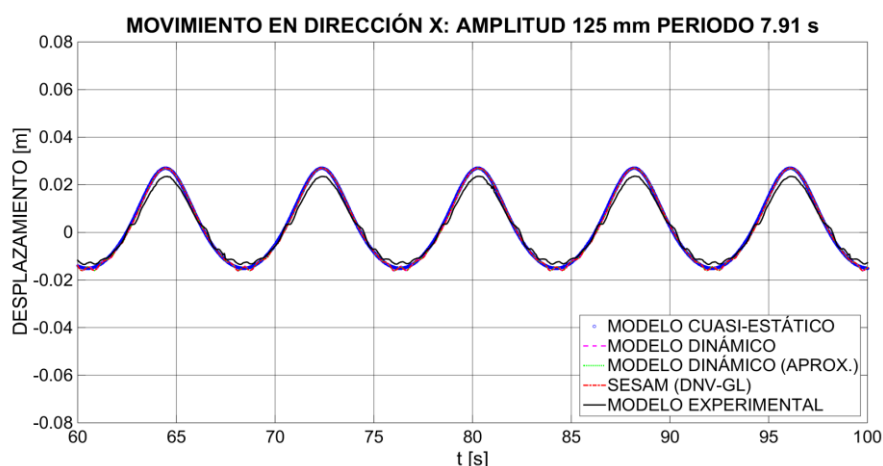


Figura 85. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección x en el punto 4: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 7.91 s).

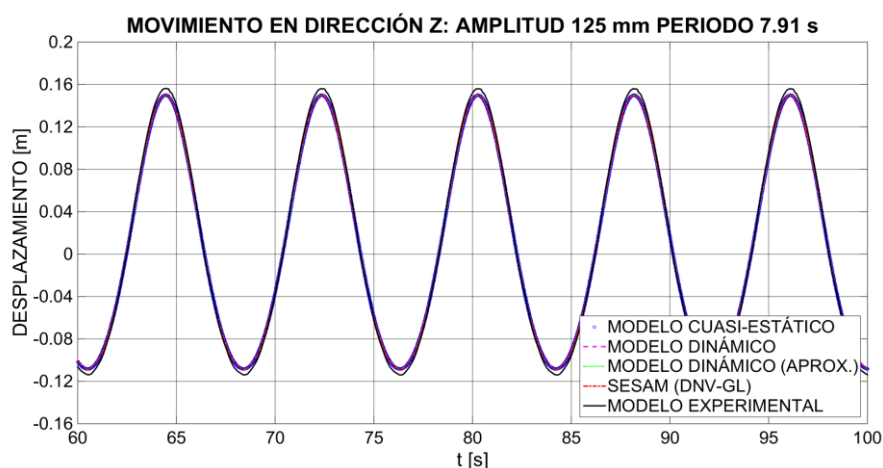


Figura 86. Validación de la serie de desplazamiento en la dirección z en el punto 4: modelos numéricos & modelo experimental. Ensayo de validación: Surge (Amplitud: 125 mm, Periodo: 7.91 s).

La habilidad de los modelos numéricos para reproducir los desplazamientos, en la dirección x y la dirección z en los seis puntos medidos en los ensayos experimentales en surge, se muestra desde la Figura 87 hasta la Figura 98. La validación de los modelos numéricos con respecto a los resultados experimentales se realiza por medio de los siguientes parámetros: la amplitud del desplazamiento y los valores máximos y mínimos de dicho desplazamiento. En general, los modelos dinámicos predicen los desplazamientos razonablemente bien en todas las direcciones. Los desplazamientos máximos predichos en la dirección x muestran un error absoluto por debajo de 0.005 m con respecto al caso experimental, aunque es mayor en presencia de eventos impulsivos, alcanzando valores de 0.02 m. En cambio, un error absoluto por debajo de 0.01 m se obtiene en la estimación de los desplazamientos máximos en la dirección z . Los desplazamientos mínimos presentan discrepancias menores de 0.006 m en la dirección x siendo ligeramente mayores en la dirección z de hasta 0.012 m. Al igual que en el caso de los desplazamientos

máximos, los ensayos experimentales con eventos impulsivos aumentan el error hasta 0.04 m en la dirección z . Diferencias más acusadas se obtienen usando el modelo cuasi-estático. Los desplazamientos en la dirección z muestran diferencias, en ensayos con movimiento impuesto de periodo corto, por debajo de 0.013 m y de 0.04 m en la predicción del desplazamiento máximo y mínimo, respectivamente. No obstante, un buen acuerdo se alcanza para el resto de los ensayos experimentales con diferencias menores de 0.006 m en la dirección x y la dirección z . De media, el error relativo del modelo dinámico es inferior al 9 %.

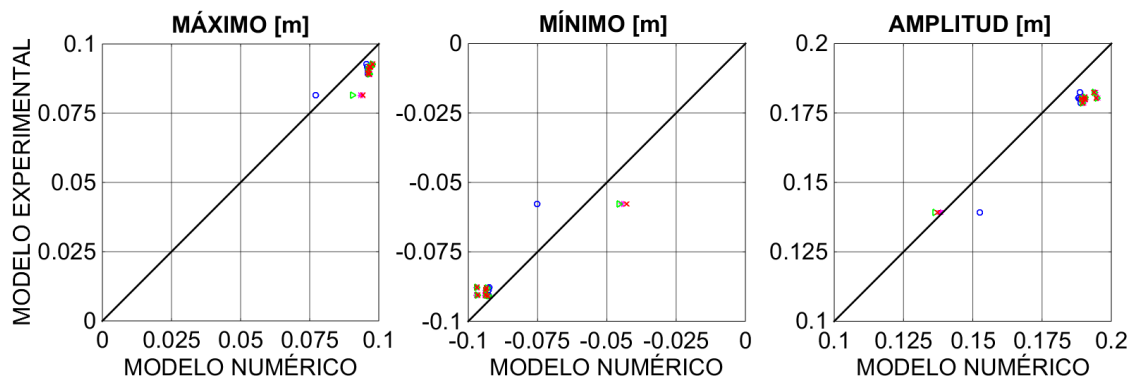


Figura 87. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 1: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos: modelo cuasi-estático (\circ), modelo dinámico ($*$), modelo dinámico (aprox.) (\triangleright), Sesam (DNV-GL) (\times).

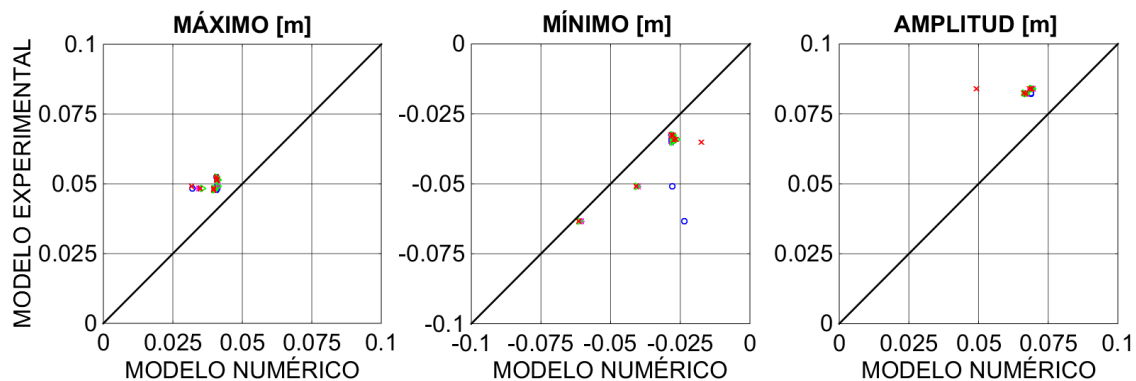


Figura 88. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 1: modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos: modelo cuasi-estático (\circ), modelo dinámico ($*$), modelo dinámico (aprox.) (\triangleright), Sesam (DNV-GL) (\times).

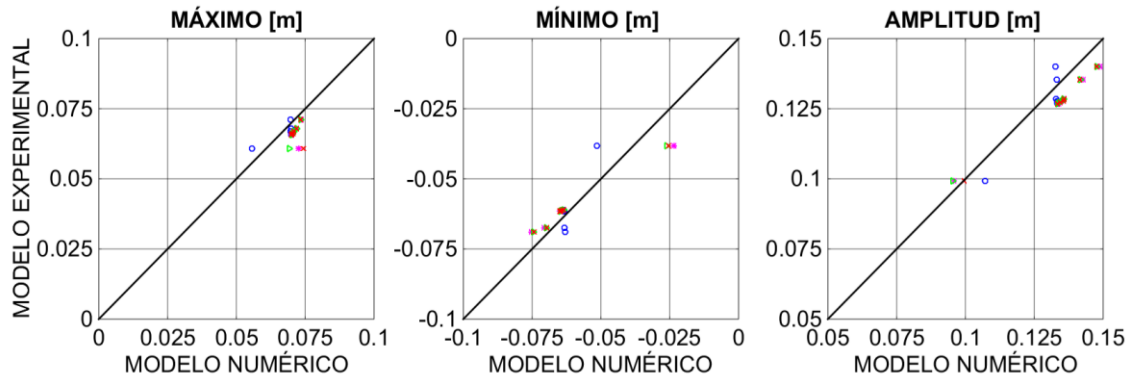


Figura 89. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 2:

modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos: modelo cuasi-estático (○), modelo dinámico (*), modelo dinámico (aprox.) (◀), Sesam (DNV-GL) (×).

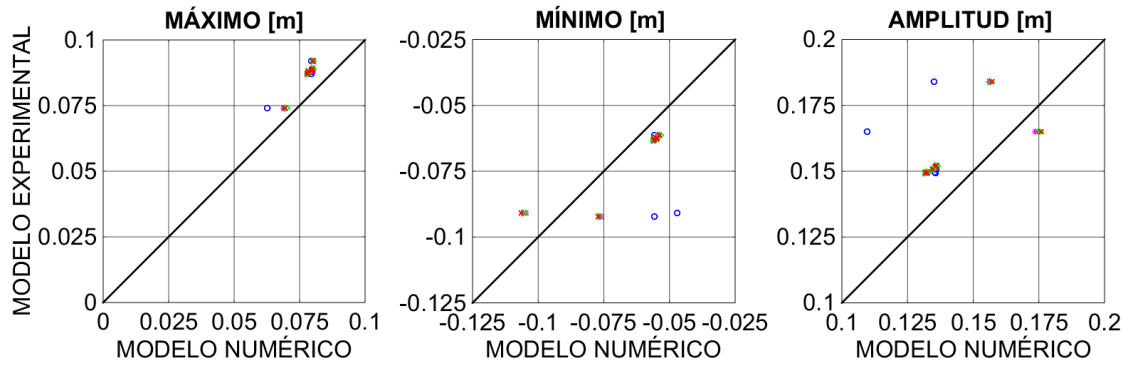


Figura 90. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 2:

modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos: modelo cuasi-estático (○), modelo dinámico (*), modelo dinámico (aprox.) (◀), Sesam (DNV-GL) (×).

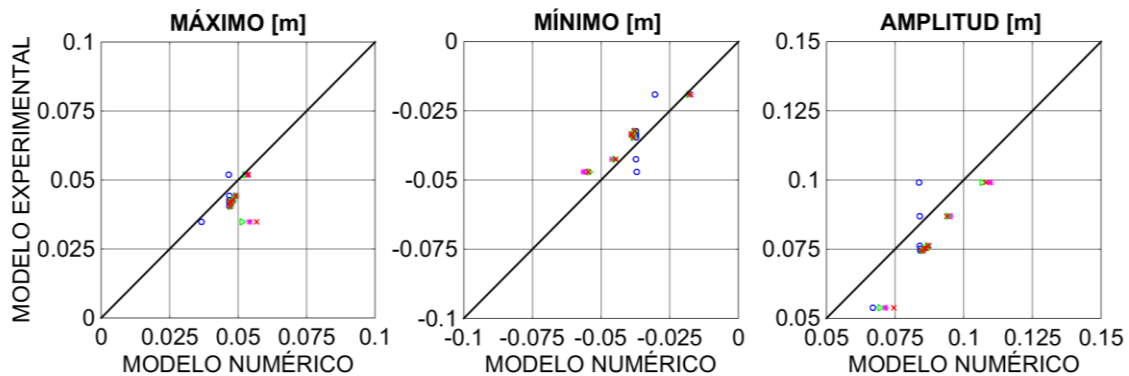


Figura 91. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 3:

modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos: modelo cuasi-estático (○), modelo dinámico (*), modelo dinámico (aprox.) (◀), Sesam (DNV-GL) (×).

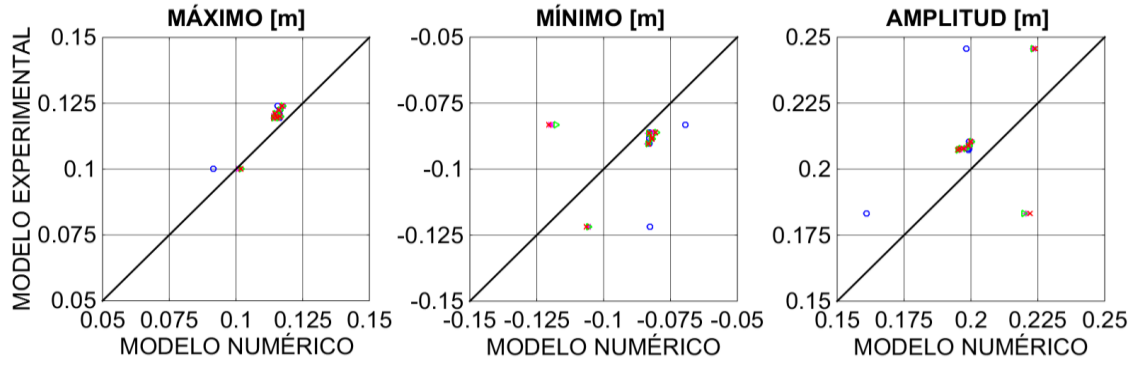


Figura 92. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 3:

modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos: modelo cuasi-estático (\circ), modelo dinámico (\ast), modelo dinámico (aprox.) (\triangleright), Sesam (DNV-GL) (\times).

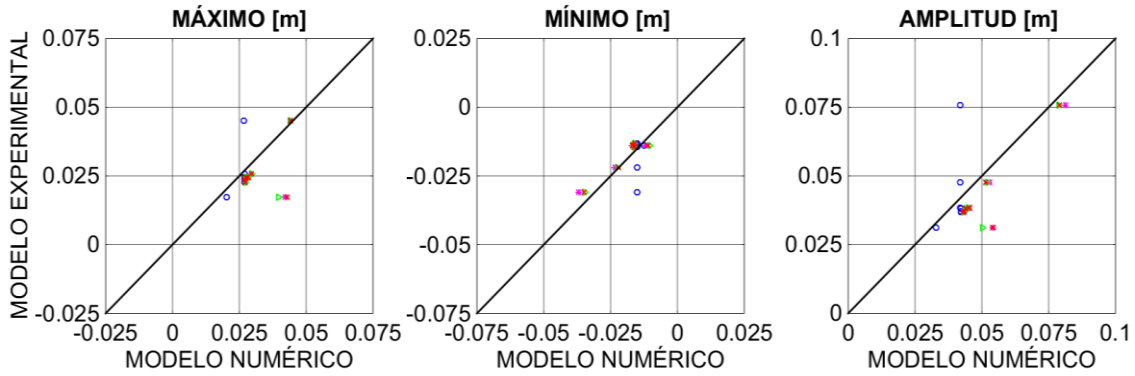


Figura 93. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 4:

modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos: modelo cuasi-estático (\circ), modelo dinámico (\ast), modelo dinámico (aprox.) (\triangleright), Sesam (DNV-GL) (\times).

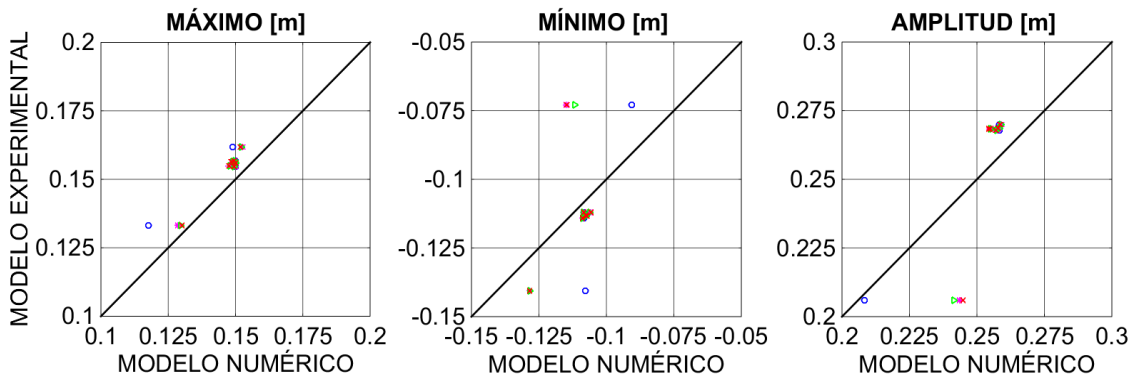


Figura 94. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 4:

modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos: modelo cuasi-estático (\circ), modelo dinámico (\ast), modelo dinámico (aprox.) (\triangleright), Sesam (DNV-GL) (\times).

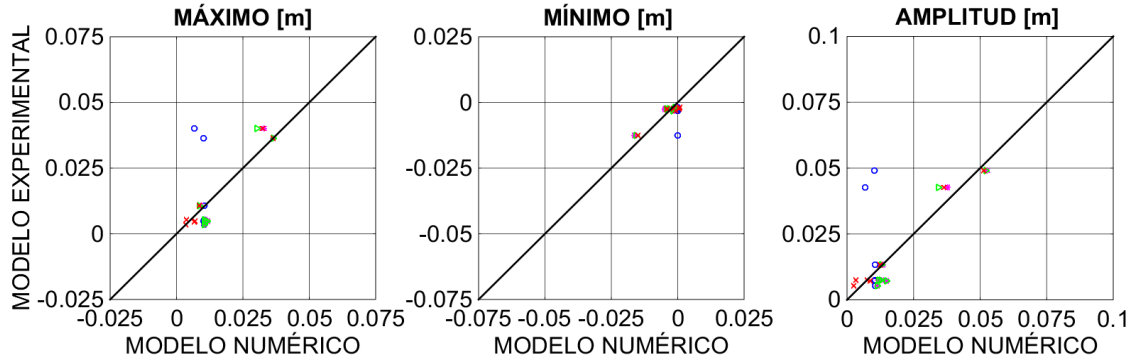


Figura 95. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 5:
modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos:
modelo cuasi-estático (○), modelo dinámico (*), modelo dinámico (aprox.) (▸), Sesam (DNV-GL) (×).

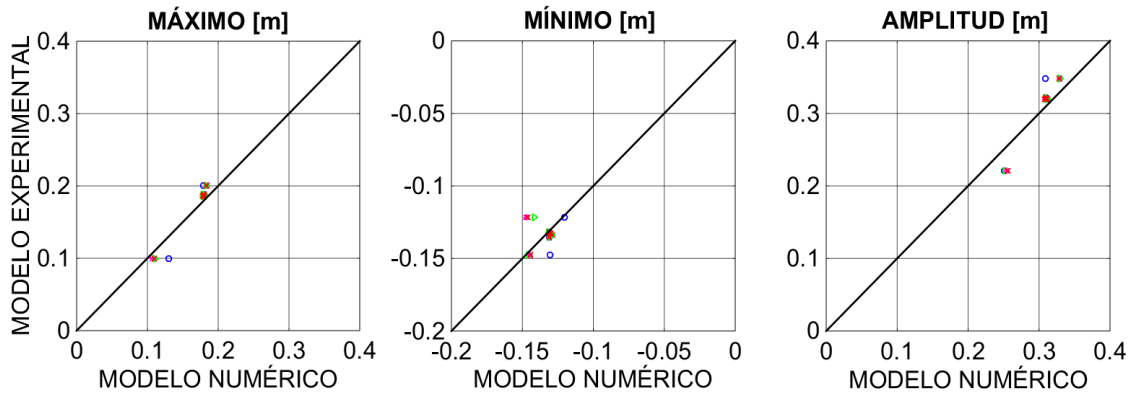


Figura 96. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 5:
modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos:
modelo cuasi-estático (○), modelo dinámico (*), modelo dinámico (aprox.) (▸), Sesam (DNV-GL) (×).

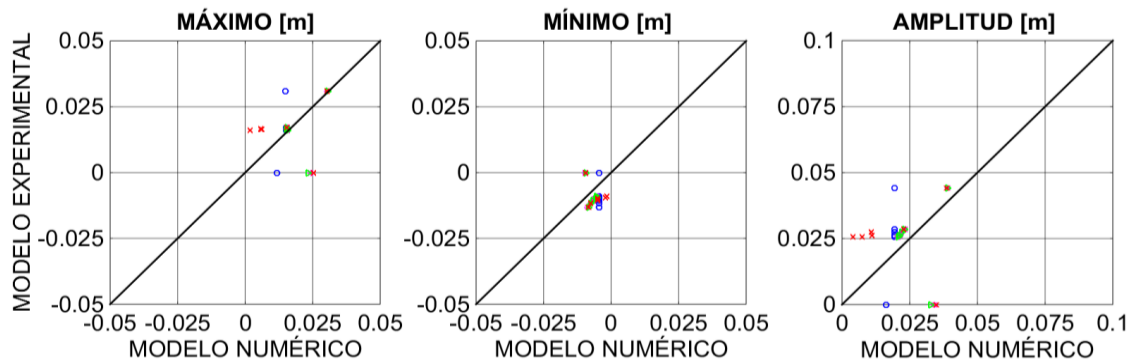


Figura 97. Validación de las series de desplazamiento en dirección x en el punto 6:
modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos:
modelo cuasi-estático (○), modelo dinámico (*), modelo dinámico (aprox.) (▸), Sesam (DNV-GL) (×).

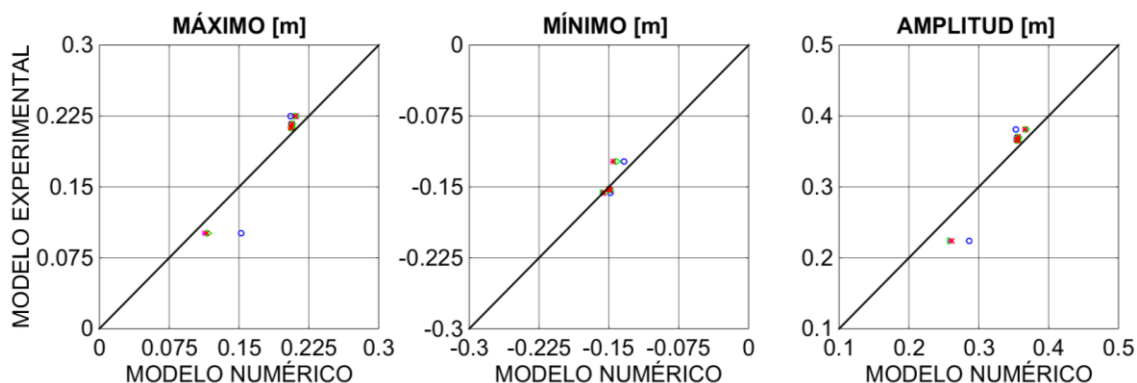


Figura 98. Validación de las series de desplazamiento en dirección z en el punto 6:

modelos numéricos & modelo experimental. Test: Surge (Amplitud: 125 mm). Modelos numéricos: modelo cuasi-estático (○), modelo dinámico (*), modelo dinámico (aprox.) (▶), Sesam (DNV-GL) (×).

5.6.2 Importancia de la precisión en la definición de los parámetros de modelado de una línea de fondeo

Esta Sección pretende poner de manifiesto la importancia que tiene en el modelado una definición precisa de los diferentes parámetros de diseño de la línea de fondeo. A través de este análisis se puede determinar que parámetros requieren un mayor nivel de detalle en el diseño y cuales un menor nivel de precisión, aunque compatibles con la línea de fondeo a proyectar.

Se lleva a cabo un análisis paramétrico para evaluar el impacto que cada parámetro de diseño tiene en la dinámica del fondeo tomando como referencia los resultados del modelo experimental. Concretamente, el estudio se centra en la variación de la tensión máxima y mínima registrada en la línea de fondeo bajo diferentes movimientos impuestos en el fairlead. El modelo utilizado para realizar dicho análisis es el modelo dinámico con la aproximación de la matriz tridiagonal. Los parámetros de diseño de la línea de fondeo se pueden agrupar en tres grandes grupos: numéricos, hidrodinámicos y físico-mecánicos. Los primeros hacen referencia a parámetros impuestos por el esquema de resolución numérica, los segundos a la modelización de las fuerzas hidrodinámicas que actúan sobre la línea de fondeo y, los últimos a variables propias del dimensionamiento. A continuación, se presenta un análisis detallado de cada uno de estos parámetros.

Los modelos numéricos basados en el método de elementos finitos requieren definir un determinado número de elementos para discretizar la línea de fondeo y solucionar la ecuación (41). Considerando el número de elementos propuestos en la Tabla 22, la Figura 99 muestra la tensión máxima (T_{max}) y la tensión mínima (T_{min}) obtenida para cada uno de ellos teniendo en cuenta tres periodos de movimiento diferentes aplicados en la dirección de surge en el fairlead. De los resultados proporcionados por el modelo numérico, se concluye que variaciones poco significativas con respecto a los resultados del modelo experimental se obtienen a partir de 19

elementos. Por lo tanto, una discretización de entre 0.4-0.5 m puede ser suficiente para reproducir de una forma adecuada la dinámica de la línea de fondeo.

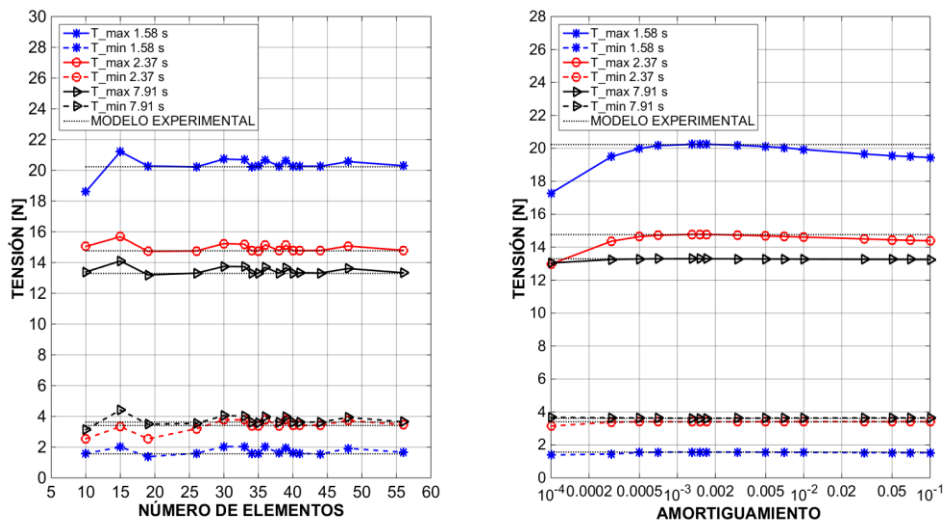


Figura 99. Variación de la tensión debida al número de elementos y al amortiguamiento (β_a) considerando diferentes movimientos impuestos en surge.

El coeficiente de amortiguamiento estructural es un coeficiente introducido en la modelización de las fuerzas internas de la línea de fondeo. Este coeficiente representa la fricción que se produce entre las superficies de los eslabones de la cadena y, por tanto, simula la disipación de energía generada por la presión y el deslizamiento de un eslabón sobre otro. La Figura 99 muestra la variación de la tensión máxima (T_{max}) y mínima (T_{min}) en el fairlead para diferentes movimientos impuestos en surge considerando un conjunto de valores de amortiguación comprendidos entre 10^{-4} y 10^{-1} . A partir de la comparación de los resultados obtenidos con estos valores y los experimentales se puede concluir que los valores de amortiguamiento más representativos se sitúan en el rango entre el 1 ‰ y el 2 ‰.

Como se ha explicado en el Capítulo 4, en general, las leyes de escala de Froude son las más utilizadas en ensayos experimentales de plataformas flotantes debido a que son las más adecuadas para simular las fuerzas restauradoras, el peso y las cargas inerciales de la línea de fondeo a pesar de que las fuerzas de arrastre no son correctamente simuladas con esta escala. Por esta razón, se han propuesto esquemas de escalado dinámico [66] que precisan que una serie de números dimensionales sean iguales entre el modelo y el prototipo. Este tipo de escalado tiende a ser bastante demandante con la configuración experimental por lo que la escala de Froude se utiliza en la mayor parte de los casos a pesar de no reproducir con exactitud el número de Reynolds del prototipo.

La influencia del coeficiente de arrastre en la tensión del fairlead se expone en la Figura 100 para tres movimientos impuestos diferentes en surge aplicados en la posición del fairlead. El

propósito de esta figura es destacar las variaciones que se producen en la tensión como consecuencia de la variación de los coeficientes de arrastre y denotar la importancia de fijar un valor representativo de este parámetro en el modelado numérico. La tensión máxima (T_{max}) y la tensión mínima (T_{min}) se muestran para diferentes coeficientes de arrastre normal y tangencial. Las simulaciones tienen en cuenta la variación de los coeficientes de arrastre normal y tangencial simultáneamente por lo que no se ha considerado esta variación de forma individual. A pesar de ello, los resultados se presentan de forma independiente para apreciar de forma más clara los efectos que estos parámetros tienen en la tensión de la línea. Los movimientos con periodo de 1.58 s y 2.37 s muestran una fuerte dependencia del coeficiente de arrastre debido a la mayor velocidad generada por estos movimientos en la línea de fondeo. Si el coeficiente de arrastre se infraestima, las tensiones máximas y mínimas también se infraestiman, y viceversa. En contraposición, movimientos con periodo largo (7.91 s) presentan tensiones coincidentes con la experimental independientemente del coeficiente de arrastre seleccionado debido a la escasa influencia de la velocidad en el movimiento.

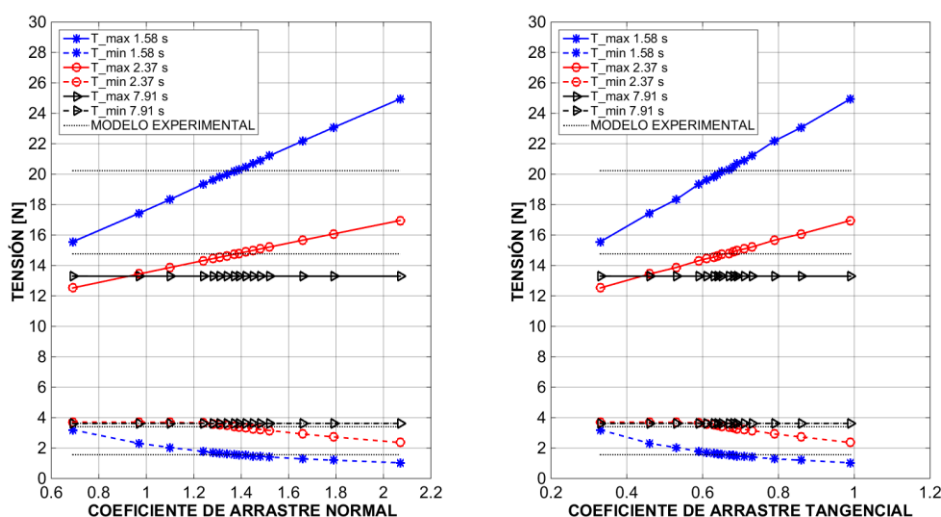


Figura 100. Variación de la tensión debida al coeficiente de arrastre considerando diferentes movimientos impuestos en surge.

La variación de la tensión máxima y mínima (%) con respecto a la tensión experimental debida a la selección de distintos coeficientes de arrastre se muestra en la Figura 101 para los movimientos impuestos en surge, heave y pitch con sus correspondientes periodos. El porcentaje de variación de la tensión máxima se representa por círculos mientras que el de la tensión mínima por cuadrados. Debido a que los movimientos impuestos no tienen el mismo periodo, no es posible comparar los resultados entre los distintos grados de libertad. No obstante, si se analiza el comportamiento del fondeo de acuerdo a los diferentes tipos de movimientos seleccionados, las variaciones más significativas se encuentran en los periodos más cortos, 1.26 s, 1.58 s y 2.37 s.

El resto de los casos simulados presentan diferencias menores al 4 % con respecto al modelo experimental. En general, los movimientos con periodo corto requieren seleccionar un adecuado coeficiente de arrastre para obtener una tensión representativa de la línea de fondeo ensayada. De esta manera, coeficientes de arrastre similares a los del modelo de laboratorio muestran diferencias menores del 2 % en la predicción de la tensión mientras que valores más remotos llegan a alcanzar diferencias de hasta el 30 %.

Tal y como se indicó en párrafos anteriores, el número de Reynolds no se reproduce adecuadamente cuando se escala una línea de fondeo de escala prototipo a escala modelo usando la escala de Froude. No obstante, si se conoce el rango de variación del número de Reynolds en los ensayos de laboratorio, es posible seleccionar un coeficiente de arrastre representativo de dichos ensayos. Los ensayos experimentales presentaron un rango de variación del número de Reynolds entre 400 y 5 000. Se seleccionó un coeficiente de arrastre normal de 2.4 para todos los ensayos, aunque éste varía con el número de Reynolds. Las normativas no reflejan claramente este hecho en el caso de líneas de fondeo constituidas por eslabones de cadena [71]. Se limitan, únicamente, a definir límites del coeficiente de arrastre. Así, por ejemplo, definen que el coeficiente de arrastre se encuentra entre 2.1 y 2.7 para números de Reynolds entre 1.4×10^3 y 10^4 (Tabla 18). La importancia del número de Reynolds en la selección del coeficiente de arrastre se analizó en [94] para el caso de cilindros circulares bajo condiciones de flujo constante donde el coeficiente de arrastre puede llegar a cambiar hasta un 50 % al pasar de un número de Reynolds de 30 000 a 80 000.

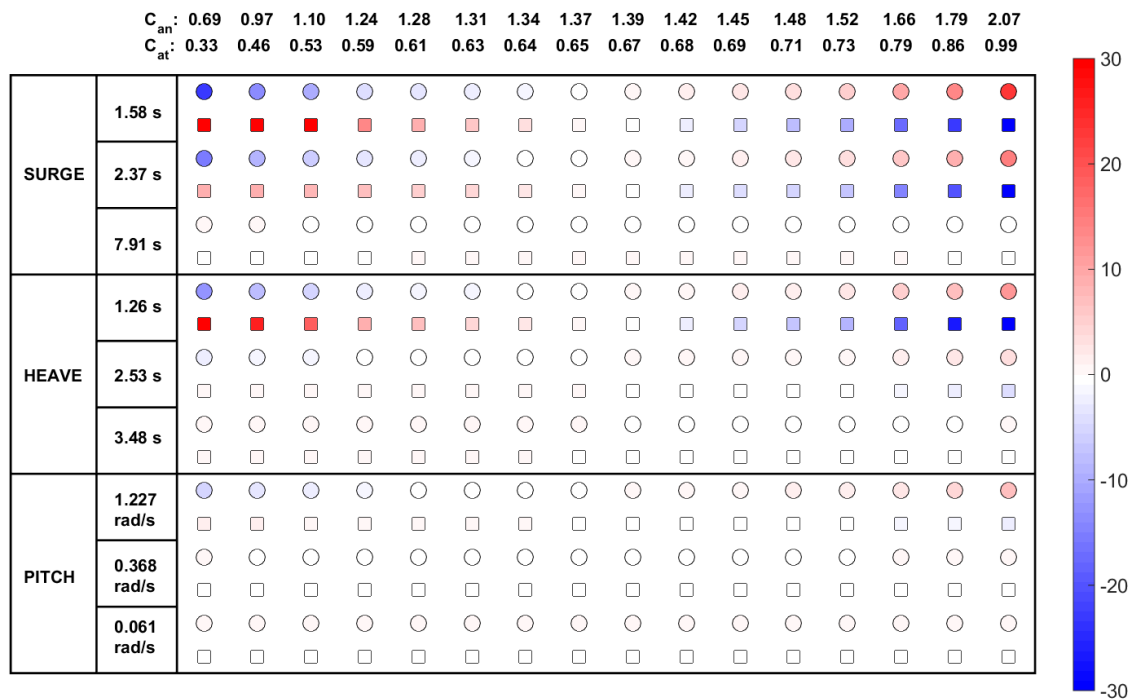


Figura 101. Variación de la tensión (%) con respecto a la configuración de referencia debida a los coeficientes de arrastre: tensión máxima (●) y tensión mínima (■).

La importancia del coeficiente de masa añadida en la tensión se evalúa considerando valores comprendidos entre 1 y 2 [94]. La Figura 102 muestra los resultados obtenidos para diferentes movimientos impuestos en surge aplicados en la posición del fairlead. De acuerdo a los resultados obtenidos, las variaciones del coeficiente de masa añadida no tienen un importante impacto en la dinámica de la línea y, por tanto, los efectos inerciales pueden considerarse como secundarios.

La rigidez axial de la línea de fondeo se evaluó a través de un ensayo de tracción. No obstante, no siempre se dispone de estos datos y es necesario estimarlos a partir de expresiones empíricas que relacionan la rigidez con el diámetro del eslabón de la cadena [45]. El análisis paramétrico de rigidez incorpora rangos de rigidez similares a los proporcionados por éstas expresiones. La Figura 102 indica que estas expresiones pueden ser una excelente aproximación en ausencia de ensayos de tracción debido a que no se aprecian diferencias significativas en la tensión por variación de la rigidez en comparación con los ensayos experimentales. No obstante, debe tenerse en cuenta que la rigidez gobierna el comportamiento del fondeo en presencia de eventos impulsivos y, en estas situaciones, si se requiere una adecuada caracterización de la rigidez como se discute más adelante.

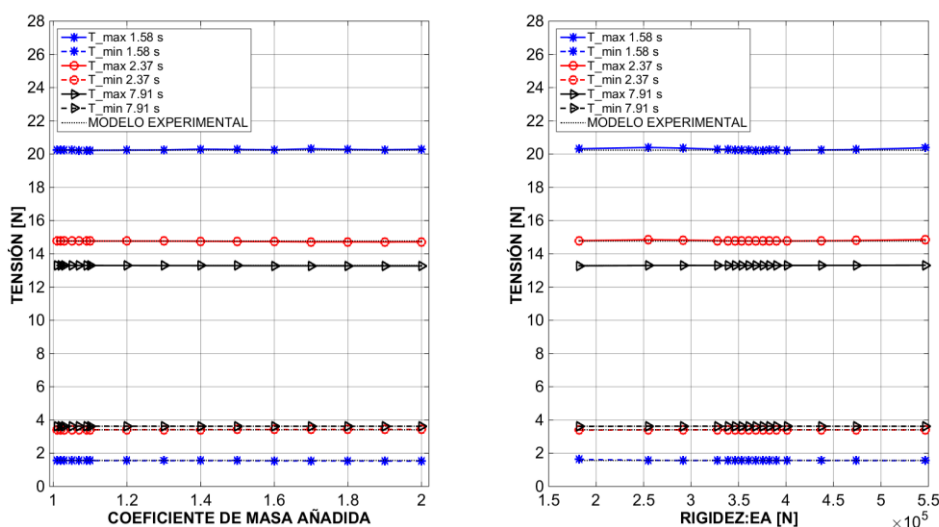


Figura 102. Variación de la tensión debida al coeficiente de masa añadida y a la rigidez considerando diferentes movimientos impuestos en surge.

El peso de la línea de fondeo proporciona la fuerza restauradora en una línea de fondeo en configuración catenaria y, por lo tanto, determina la respuesta de la plataforma flotante y la tensión de la línea de fondeo. El peso de la línea de fondeo está relacionado con las dimensiones del diámetro del eslabón. En general, más peso implica un mayor diámetro de la cadena. Desde que los modelos numéricos solucionan la ecuación de gobierno del fondeo por semejanza a un cable, el análisis de la variación de la tensión debida al peso implica adoptar un diámetro

equivalente diferente para cada peso considerado. Diferentes casos de peso-diámetro equivalente se proponen para evaluar las diferencias de tensión debida a una definición imprecisa de dichos parámetros con respecto al modelo experimental. La Figura 103 muestra la influencia del peso sobre la tensión dinámica para diferentes movimientos impuestos en surge y pitch en la posición del fairlead. Se estiman mayores tensiones cuanto mayor es el peso y menor es el periodo de movimiento. Es destacable denotar que las variaciones de tensión debidas al peso presentan una pendiente similar para periodos intermedios y largos mientras que ella es mayor en periodos cortos de acuerdo con el movimiento de surge. No obstante, las variaciones de tensión son prácticamente coincidentes conforme al movimiento de pitch. Por lo tanto, la importancia del peso de la línea de fondeo es mayor cuanto más dinámico es el movimiento impuesto. Se puede concluir que las variaciones de tensión son directamente proporcionales al peso y al movimiento prescrito evaluado. En vista de los resultados obtenidos, es crucial realizar una adecuada caracterización del peso de la línea de fondeo en los ensayos experimentales para lograr un buen acuerdo entre los resultados experimentales y los que se pueden estimar a partir de los modelos numéricos.

El peso medido en laboratorio es de 0.162 kg/m. El porcentaje de variación de tensión para los diferentes movimientos prescritos considerados como consecuencia de la variación del peso-diámetro equivalente se muestra en la Figura 104. De acuerdo a esta figura, pesos de línea de fondeo entre 0.146 kg/m y 0.178 kg/m presentan diferencias en la tensión máxima menores al 11 % con respecto a la tensión medida en laboratorio considerando el peso original de la línea.

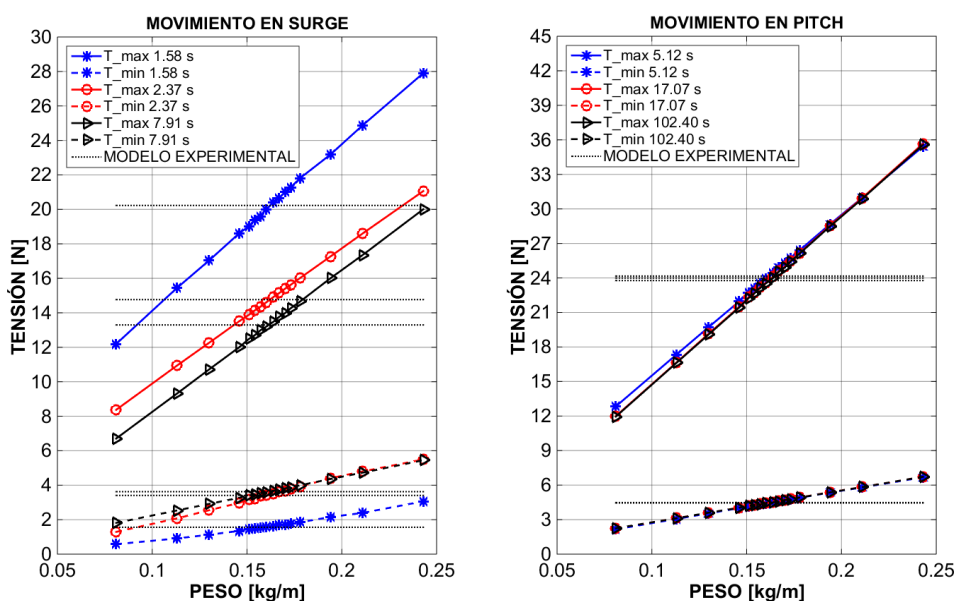


Figura 103. Variación de la tensión en la línea de fondeo como consecuencia de la variación del peso lineal considerando diferentes movimientos impuestos en surge y pitch.

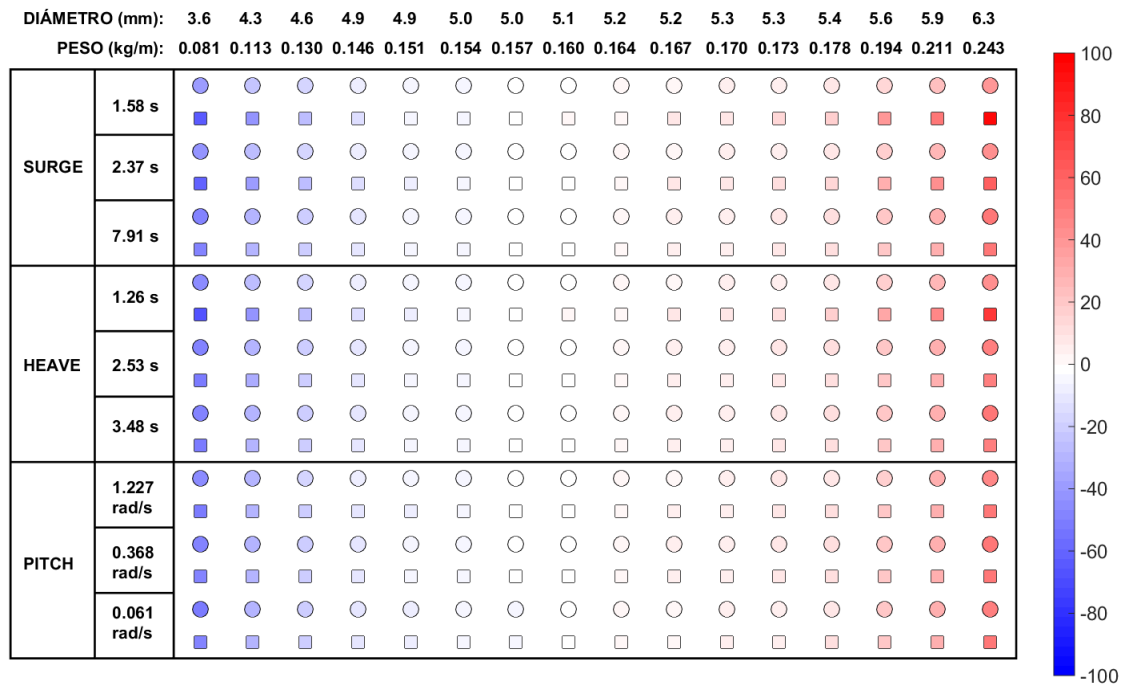


Figura 104. Variación de la tensión (%) con respecto a la configuración de referencia debida al peso del fondeo: tensión máxima (●) y tensión mínima (■).

La interacción entre la línea de fondeo y el fondo marino se define a través de diferentes coeficientes de fricción; un muelle-amortiguador representando la reacción vertical y un modelo de fricción tangencial representando la reacción horizontal. Los parámetros K_G , K_B y K_μ representan la rigidez, el amortiguamiento viscoso y el coeficiente de fricción en el modelo de contacto. Diferentes coeficientes se han propuesto en la Tabla 21 dependiendo del tipo de suelo: fondo rígido o fondo deformable. Aquí, la variabilidad de la tensión sólo se analiza considerando un fondo rígido debido a que los ensayos experimentales en tanque de oleaje, en general, no usan batimetría o fondo móvil. La influencia de los coeficientes del modelo de contacto en la tensión máxima y mínima se muestra en la Figura 105 para diferentes movimientos impuestos en surge. La variación paramétrica considera diferentes coeficientes para cada parámetro al mismo tiempo. K_G se representa en el eje x , K_μ se define por medio de barras en el eje y de la derecha del gráfico y K_B con un número en el interior de las barras. La combinación de estos tres parámetros proporciona una tensión mostrada en el eje y de la izquierda. Los resultados revelan que variaciones de hasta un 50 % en los parámetros de fricción de referencia no generan apreciables cambios en la tensión en el fairlead. Resultados similares se obtienen considerando movimientos en dirección de heave y pitch. Por lo tanto, con conocer el tipo de fondo marino es suficiente para poder caracterizar cada uno de los parámetros que intervienen en el modelo de contacto.

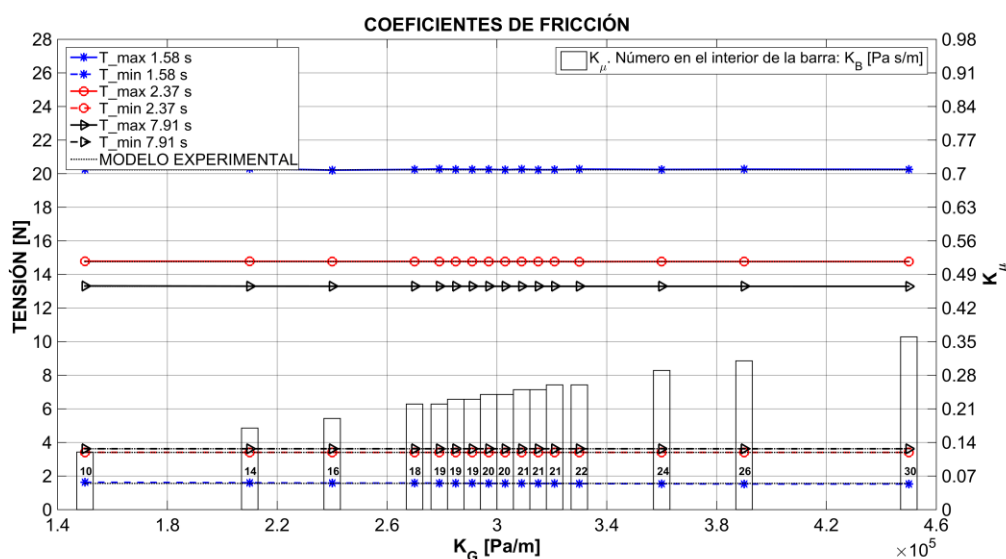


Figura 105. Variación de la tensión debida a la variación de los coeficientes de fricción del modelo de contacto considerando diferentes movimientos impuestos en surge.

La longitud es un parámetro clave en la determinación del comportamiento de la línea de fondeo. Si el diseño considera la posibilidad de que la línea de fondeo pueda trabajar totalmente estirada o en presencia de eventos impulsivos, la rigidez también tendrá un importante papel en la evaluación de la tensión de la línea de fondeo. La Figura 106 muestra las variaciones de tensión producidas en la línea de fondeo como consecuencia de la variación de la longitud de la línea de fondeo considerando la rigidez del modelo experimental de catenaria ensayado en laboratorio y la rigidez que tendría que tener el modelo experimental si se considerase la rigidez original del prototipo. Los resultados muestran la importancia de una correcta definición de la rigidez, sobre todo, en longitudes de línea menores. En general, puede comprobarse cómo la longitud de la línea tiene un importante impacto en la tensión de la línea siendo mayor en movimientos con periodos más cortos. La longitud de referencia en el experimento es de 7.305 m y variaciones de 0.005 m (0.07 %) con respecto a la citada longitud pueden generar diferencias en tensiones máximas de hasta el 6.5 %. Mayores discrepancias se obtienen con variaciones de 0.055 m (0.75 %) alcanzando tensiones de hasta dos veces la tensión de referencia para los periodos de 1.58 s y 2.37 s. La diferencia de tensión (%) con respecto a la situación de referencia se muestra en la Figura 107 para los movimientos impuestos en surge, heave y pitch. Cuanto más corta es la línea de fondeo mayores son las tensiones registradas y viceversa en todos los movimientos impuestos. Diferencias de longitud menores del 0.7 % con respecto a la longitud original pueden causar tensiones de hasta dos veces la tensión de laboratorio en todos los grados de libertad. Por lo tanto, una definición precisa de la longitud de la línea es fundamental para evaluar el comportamiento del fondeo correctamente. Esta es una conclusión con gran relevancia para pruebas en mar abierto de futuras plataformas eólicas flotantes por la dificultad de conocer la longitud de grandes cadenas con la precisión de laboratorio y donde profundidades de agua reducidas combinadas con largas

excursiones pueden contribuir a inesperadas cargas en la línea de fondeo si no existe una definición precisa de la longitud de la línea de fondeo.

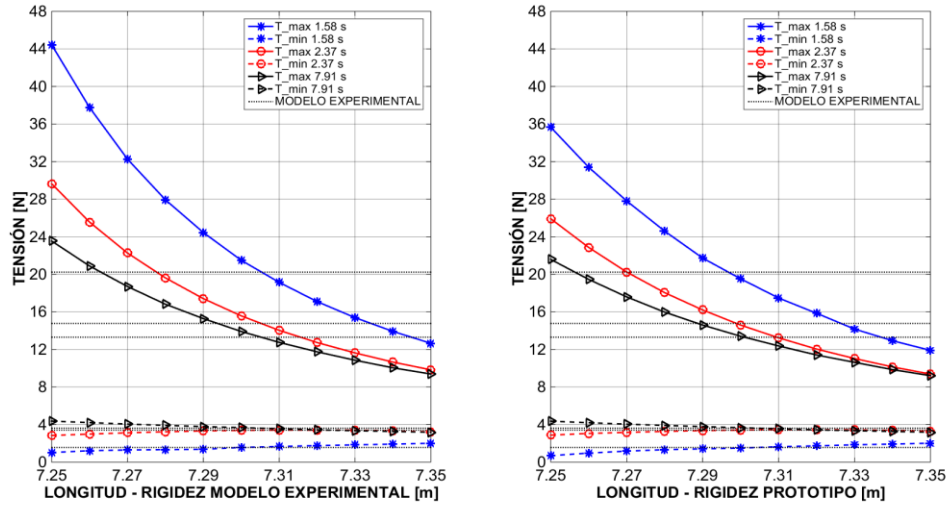


Figura 106. Variación de la tensión debida a la longitud y a la rigidez de la línea de fondeo considerando diferentes movimientos impuestos en surge.

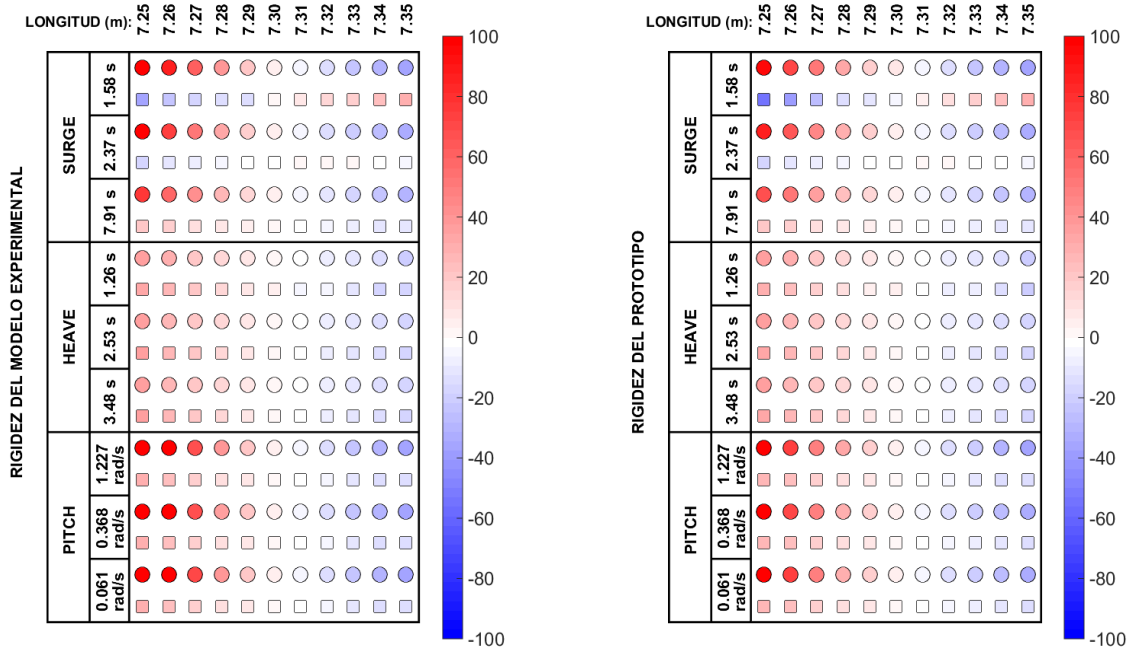


Figura 107. Variación de la tensión (%) con respecto a la configuración de referencia debida a la longitud y a la rigidez de la línea de fondeo: tensión máxima (●) y tensión mínima (■).

El escalado de un sistema de fondeo real requiere reproducir todas las características físicas y mecánicas a escala laboratorio. A pesar de que la mayoría de las propiedades pueden ser reproducidas adecuadamente, la rigidez es un caso especial en una configuración de fondeo tipo catenaria. Como en general el parámetro que domina el comportamiento de la línea de fondeo es el peso, las cadenas comerciales usualmente utilizadas en laboratorio deben cumplir este requerimiento. Frecuentemente, estas cadenas comerciales presentan una mayor rigidez en comparación con la rigidez real escalada del prototipo. Tradicionalmente, este problema ha sido solucionado junto con la deficiente profundidad del tanque de los tanques de ensayos de oleaje por medio de la inclusión de muelles en la línea de fondeo. Este método es conocido como el truncamiento de una línea de fondeo [95] y permite solucionar el problema tanto de la profundidad como el de la rigidez a partir de reproducir por medio de muelles la curva fuerza-desplazamiento del fondeo. En ambos casos, las cargas de la catenaria podrían presentar algunas incertidumbres asociadas a la rigidez de la línea. La Tabla 25 compara la rigidez obtenida siguiendo la normativa DNV [31] para una cadena studless (sin contrate) *R5* y la obtenida por medio de un ensayo de tracción. Debe denotarse que la rigidez del prototipo escalado tiene un orden de magnitud menor que el del modelo experimental. Las implicaciones que este hecho tiene en la tensión de la línea se presentan en la Figura 108 y la Tabla 26. Se simulan tres diferentes movimientos impuestos en el fairlead con diferentes periodos usando la rigidez del prototipo escalado y la experimental. Los resultados evidencian que la rigidez tiene un papel importante en el comportamiento del amarre cuando se producen eventos impulsivos caracterizados por procesos sucesivos de pérdida-recuperación de la tensión de la línea. Una mayor rigidez genera cargas de diseño más críticas. Si se comparan ambas rigideces, resultan diferencias de hasta el 19 %. Por esta razón, aunque el peso de una catenaria es un parámetro clave para definir el comportamiento de la línea existen situaciones en las que otros parámetros deben ser analizados cuidadosamente como es, en este caso, la rigidez.

Tabla 25. Comparación entre la rigidez del prototipo y el modelo experimental.

PROTOTIPO		MODELO EXPERIMENTAL	
Diámetro de eslabón (mm)	120	Diámetro de eslabón (mm)	3
E (N/m²) – R5	5.614E+10	EA (N)	364 299
EA (N)	1 291 220 000		
EA (N) 1:40 (Escala de Froude)	20 176		

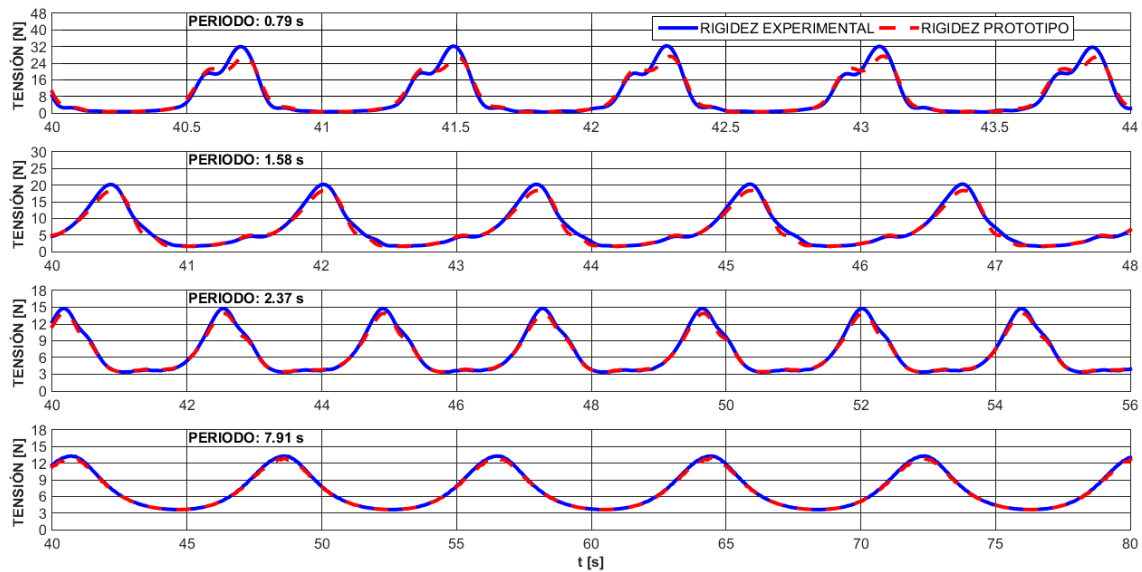


Figura 108. Comparación de la tensión en la línea de fondeo usando la rigidez experimental y la de prototipo considerando diferentes movimientos impuestos en surge.

Tabla 26. Diferencia de tensión (%) en el fairlead con respecto al prototipo, entre el modelo experimental y el prototipo.

MOVIMIENTO	PERIODO (s)	EXPERIMENTAL (N)	PROTOTIPO (N)	DIFERENCIA (%)
SURGE	0.79	32.21	27.15	18.64
	1.58	20.30	18.36	10.57
	2.37	14.78	13.91	6.25
	7.91	13.28	12.92	2.79
HEAVE	1.26	8.34	8.22	1.36
	2.53	6.79	6.65	2.18
	3.48	6.76	6.62	2.12
PITCH	5.12	24.19	22.25	8.72
	17.07	23.72	21.87	8.46
	102.40	23.99	22.11	8.50

5.7 Conclusiones y futuras líneas de investigación

Este Capítulo ilustra una metodología para evaluar la importancia que tiene cada uno de los parámetros involucrados en el comportamiento de una línea de fondeo, proponiendo valores de dimensionamiento razonables para cada uno de ellos y reglas de buena práctica. Para ello, se describen e implementan diferentes esquemas de modelización numérica: un modelo cuasi-estático, un modelo dinámico y un modelo dinámico con una simplificación en la generación de la matriz de masas. Además, los resultados obtenidos por los modelos anteriores se acompañan por otros proporcionados a partir de un software comercial llamado Sesam. Las capacidades de cada uno de los modelos numéricos para reproducir el comportamiento del fondeo, en términos de tensiones y movimientos, se evalúan a partir de los ensayos de laboratorio presentados en el

Capítulo 4. En general, se logra un buen ajuste entre los resultados numéricos y experimentales. Los modelos dinámicos predicen con bastante exactitud las tensiones y movimientos de la línea de fondeo, excepto en eventos impulsivos donde se detectan errores de hasta el 23 %. En cambio, la modelización cuasi-estática sólo predice de forma fiable la respuesta del fondeo cuando la energía absorbida por ésta, obtenida a partir del ciclo de histéresis, es despreciable.

El modelado de un sistema de fondeo depende de muchas variables de diseño. El escalado de estos parámetros desde el prototipo al modelo experimental puede ser no representativo de la realidad experimentada por el prototipo. Por lo tanto, la simulación de una línea de fondeo a pequeña escala implica asumir diferentes incertidumbres entre el prototipo y el modelo experimental. Las principales incertidumbres están relacionadas con las fuerzas de arrastre porque el número de Reynolds quizás no esté bien reproducido a escala laboratorio. Además, la rigidez de la línea de fondeo (en configuraciones tipo catenaria) a escala de laboratorio es, generalmente, mayor que a escala prototipo lo cual puede conducir a mayores cargas de dimensionamiento de la línea de fondeo. En general, aunque la rigidez del amarre tiene un papel secundario con respecto al peso, desempeña un papel fundamental en eventos impulsivos. En estas situaciones, la rigidez domina completamente el comportamiento del amarre. Debido a este fenómeno, se analiza la importancia de la rigidez en eventos impulsivos teniendo en cuenta la rigidez del prototipo escalado y la del modelo experimental. Los resultados muestran diferencias de carga de hasta el 19 % comparando ambas rigideces.

Si se pretende reproducir exactamente el modelo experimental a partir de un modelo numérico es necesario realizar una precisa caracterización de todos los parámetros que intervienen en la modelización de la línea de fondeo. Se ha realizado un exhaustivo análisis de sensibilidad con el propósito de evaluar la variación que se produce en la tensión de la línea de fondeo como consecuencia de una imprecisión en la definición de los parámetros de diseño. Tomando como referencia la configuración ensayada en laboratorio, las cargas se analizan de acuerdo a los principales parámetros que gobiernan el comportamiento del sistema de fondeo.

En primer lugar, se analizan los efectos que diferentes parámetros numéricos pueden tener en la respuesta de la línea de fondeo. Teniendo en cuenta que los modelos de elementos finitos requieren un número determinado de elementos para solucionar la ecuación de la dinámica, se lleva a cabo un estudio paramétrico para explorar su potencial efecto en la estimación de la tensión de la línea de fondeo. Los resultados muestran que a partir de una discretización de 19 elementos no se aprecia un cambio significativo en la dinámica de la línea. Por tanto, longitudes de elementos entre 0.4 m y 0.5 m son valores suficientes para reproducir adecuadamente la dinámica de la línea. Otro término de modelización numérica analizado es el amortiguamiento. El amortiguamiento es un parámetro que contribuye a la estabilidad numérica del modelo y, a la vez, simula físicamente

la disipación de energía generada por la fricción entre eslabones de cadena. En consonancia con los resultados experimentales, su valor de referencia está en el rango entre el 1 % y 2 %.

En segundo lugar, se evalúa la importancia de los parámetros hidrodinámicos y físico-mecánicos en la dinámica de la línea de fondeo. El tipo de fondo marino (rígido o deformable) tiene relevancia en la determinación de los coeficientes de fricción. Sin embargo, una vez que el tipo de suelo se conoce, la variabilidad de estos coeficientes tiene una importancia menor en la respuesta de la línea de fondeo.

El impacto de la fuerza de inercia en la dinámica se evalúa considerando diferentes coeficientes de masa añadida. Los resultados muestran que los efectos inerciales son poco significativos. Por el contrario, las fuerzas de arrastre presentan una influencia significativa en la dinámica de la línea de fondeo. En particular, variaciones del coeficiente de arrastre de referencia del 50 % pueden generar diferencias de tensión en la línea de alrededor el 30 %. Dado que el peso del fondeo depende del diámetro, la influencia del peso y el diámetro en la dinámica se analiza conjuntamente. Los resultados revelan que el parámetro peso-diámetro tiene influencia en la línea de fondeo independientemente del tipo de movimiento inducido, aunque su efecto se ve más agravado en movimientos más dinámicos. Discrepancias del 10 % con respecto al peso-diámetro de referencia muestran diferencias por debajo del 11 % en la estimación de cargas. Por último, las simulaciones muestran una importante sensibilidad ante variaciones de longitud de la línea de fondeo. Variaciones de longitud inferiores al 1 % generan cargas de hasta el doble de las cargas experimentales.

Entre las líneas futuras de investigación incluidas en este Capítulo se incluyen nuevos desarrollos numéricos para intentar subir el orden de las funciones de forma y comprobar si es posible captar de una forma más precisa las tensiones que se registran en la línea de fondeo durante eventos impulsivos. Otra línea de investigación importante es la evaluación de las fuerzas de arrastre inducidas por la línea de fondeo como consecuencia de la variación del número de Reynolds. Por último, es interesante realizar un estudio similar al propuesto en este Capítulo, pero enfocado a líneas de fondeo constituidas por cables donde otros fenómenos como la flexión y la torsión deben ser tenidos en cuenta.

Los resultados obtenidos aplicando la metodología propuesta pueden constituir una fuente de información útil para el dimensionamiento de sistemas de fondeo de plataformas flotantes ayudando a seleccionar los esquemas de modelización numérica más apropiados según la fase de desarrollo del proyecto, estableciendo reglas de buena práctica en la modelización y detectando los parámetros que pueden resultar más críticos durante las fases de diseño y de puesta en servicio.

CAPÍTULO 6

INFLUENCIA DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL OLEAJE EN LAS CARGAS DEL SISTEMA DE FONDEO DE UNA PLATAFORMA EÓLICA FLOTANTE

6.1 Motivación y revisión del estado del arte

El comportamiento de una plataforma eólica flotante depende de las acciones de oleaje, viento y corrientes a las que se encuentra expuesta. Además, dependiendo de la configuración (número de líneas y ángulo entre ellas) y tipología del sistema de fondeo se puede obtener una respuesta dinámica u otra. El diseño del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante pasa por estudiar diferentes estados límites (*EL*) [31] [96]: último (*ELU*), accidental (*ELA*), de fatiga (*ELF*) y de servicio (*ELS*). Los *ELU* y *ELF* utilizan criterios de diseño para dimensionar la línea de fondeo contra las cargas metoceanicas extremas propias de la ubicación objetivo y frente al daño acumulado por la línea de fondeo durante toda su vida útil. El *ELA* analiza situaciones imprevistas que pueden producirse en el sistema de fondeo y evalúa la resistencia del sistema de fondeo ante dichas eventualidades. Finalmente, el *ELS* analiza los principales requerimientos de la plataforma eólica flotante para poder desarrollar su actividad adecuadamente.

Este Capítulo analiza las cargas de un sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante frente a las condiciones metoceanicas extremas y severas y, la importancia de una correcta parametrización de los estados de mar y, más particularmente, de las características del oleaje para la reducción de las incertidumbres asociadas a las cargas de diseño. El análisis de cargas extremas implica la necesidad de utilizar técnicas de modelado numérico acoplado que involucran tanto la aerodinámica de la turbina eólica, la hidrodinámica de la plataforma flotante, así como su interacción con el sistema de fondeo. Numerosos estudios han sido llevados a cabo para conocer las posibles incertidumbres que estos modelos inducen en la predicción de las dinámicas de la

plataforma eólica flotante [76] [97] [98] atendiendo a las diferentes aproximaciones numéricas existentes (Figura 109).

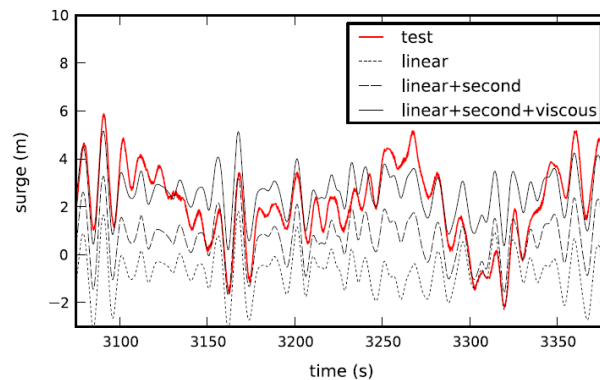


Figura 109. Diferentes aproximaciones numéricas [76] para estimar la dinámica de una plataforma eólica flotante.

Normalmente, la verificación de los diferentes estados límite de diseño requiere la identificación de las condiciones metoceánicas más adecuadas a cada estado límite. De esta manera, un *ELU* requerirá evaluar las condiciones metoceánicas de supervivencia de la plataforma mientras que un *ELS* las condiciones de operación. Para la identificación de dichas condiciones, habitualmente, se utilizan técnicas de selección, agrupamiento e identificación de datos metoceánicos [94] [99] [100] [101].

El conocimiento de las cargas existentes en un sistema de fondeo es extremadamente importante para asegurar la supervivencia, la operatividad y la estabilidad de una plataforma flotante. Diversos autores han contribuido a la definición y evaluación de cargas en sistemas de fondeo de plataformas eólicas flotantes. Así, Hsu et al. [102] propusieron una formulación para caracterizar las tensiones en líneas de fondeo debidas a eventos impulsivos y Azcona et al. [103] evaluaron y compararon las cargas del sistema de fondeo de tres conceptos distintos de plataformas eólicas flotantes (una semisumergible, una spar y una *TLP*) de acuerdo a la normativa *IEC 61400-3* [55].

Este Capítulo tiene como objetivo analizar, evaluar y cuantificar el impacto de las características del oleaje en la carga de diseño del sistema de fondeo. Normalmente, las características del oleaje se pueden definir a través del dominio del tiempo o del dominio de la frecuencia. En el dominio del tiempo, un mismo estado de mar puede ser descrito por diferentes series temporales de superficie libre con distintas agrupaciones de oleaje. En el dominio de la frecuencia, la descripción del oleaje se realiza a partir de un espectro teórico, bien a través de un *JONSWAP* (Joint North Sea Wave Project) o un *Pierson-Moskowitz*, cuya asunción puede generar incertidumbres en el diseño si se comparan con espectros reales medidos por boyas. La incertidumbre en la definición de la carga de diseño asociada a cada descripción de oleaje se

determina en este Capítulo usando un modelo numérico de plataforma eólica flotante validado con ensayos de laboratorio para distintas condiciones de operación de la turbina (control de pitch y control de par).

6.2 Metodología

Para la estimación y análisis de la respuesta dinámica del sistema de fondeo como consecuencia de la actuación de los forzamientos de oleaje y de viento, se propone la metodología que se resume a continuación (Figura 110).

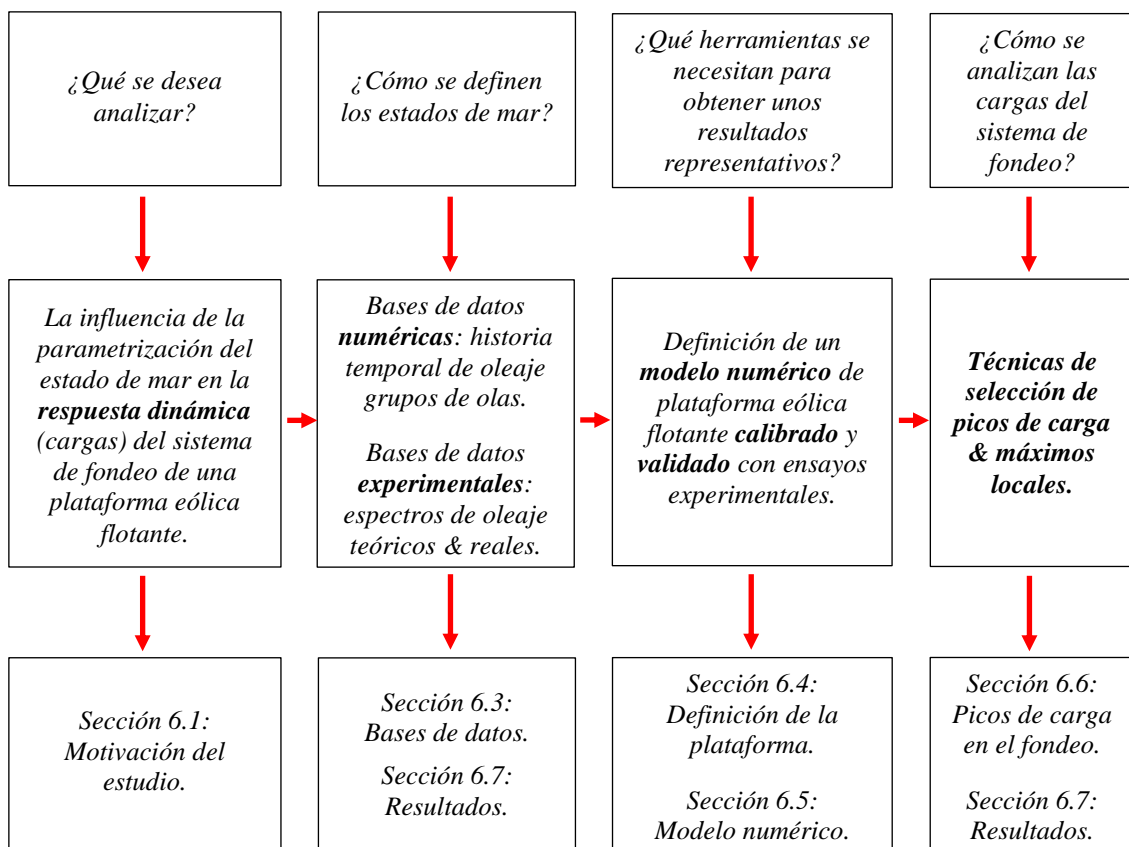


Figura 110. Descripción de la metodología para el análisis de picos de carga en la línea de fondeo.

6.3 Definición de la localización objetivo: bases de datos

La localización seleccionada para la ubicación de la plataforma eólica flotante es la infraestructura de ensayos en mar abierto *BiMEP* (Biscay Marine Energy Platform) que se encuentra en Armintza (-2.894° , 43.563°) (Figura 111). El régimen de olas predominante procede de la dirección noroeste con una altura media de ola significativa de 1.7 m, máxima de aproximadamente 9 m y periodos comprendidos entre 8 s y 12 s. La velocidad media de viento es 9.5 m/s y su dirección generalmente procede del sur, este y oeste con los vientos más fuertes soplando desde el oeste a una velocidad de más de 25 m/s. Los datos de viento están referidos a

90 m sobre la superficie libre. El régimen de oleaje y viento en forma de rosas se muestra en la Figura 112 [104] [105].



Figura 111. Localización de la plataforma eólica flotante.

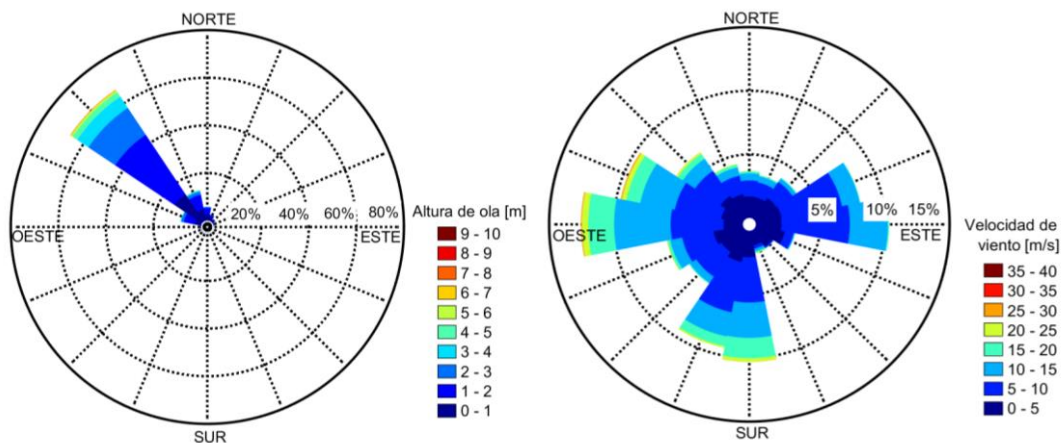


Figura 112. Régimen de oleaje (rosa izquierda) y viento (rosa derecha) en BiMEP.

Los estados de mar objetivo se obtienen a partir de dos fuentes de datos distintas: numéricas de reanálisis e instrumentales. A partir de los datos de reanálisis y empleando el método *i-FORM* (inverse first-order reliability method) [100] [101] se puede predecir las características meteoceánicas en un emplazamiento marino para diferentes periodos de retorno. El objetivo de esta primera selección de estados de mar es estudiar la variabilidad de las cargas en la línea de fondeo usando un espectro teórico, *JONSWAP*, pero empleando seedings aleatorios en la reconstrucción de las series temporales de oleaje. De esta manera, se logra construir diferentes series temporales de oleaje con distintas distribuciones de grupos de olas, pero manteniendo las mismas características energéticas impuestas por el espectro *JONSWAP*. EL objetivo de la segunda selección de estados de mar, basada en el uso de datos medidos por boyas, intenta

predecir las posibles incertidumbres en la determinación de las cargas por comparación de un espectro teórico y un espectro real observado en campo.

6.3.1 Bases de datos numéricas

La evaluación del recurso de oleaje y viento a escala local, regional y global requiere el uso de bases de datos numéricas debido a la escasez espacial de mediciones instrumentales. Las bases de datos numéricas proporcionan series temporales que permiten la caracterización del oleaje y viento a largo plazo [104].

La metodología usada para generar la base de datos numérica de viento Seawind se describe en [106]. Los datos de viento se modelan usando el Weather Research & Forecasting model [107] acoplado al Climate Forecast System Reanalysis [108] el cual proporciona las condiciones atmosféricas iniciales y de contorno. La velocidad media (W) y la dirección de viento (β) para el periodo comprendido entre 1985-2015 se proporcionan por esta base de datos con una resolución horaria y a 10 m de altura sobre el nivel del mar. La velocidad del viento a la altura de la nacelle (góndola) de la turbina se obtiene a partir de las expresiones empíricas propuestas en [109] [110]. La base de datos numérica de oleaje usada en este trabajo es Global Ocean Waves (*GOW*) [111]. Esta base de datos proporciona la altura de ola significativa (H_s), el periodo pico (T_p) y la dirección principal de oleaje (α) para el periodo comprendido entre 1985-2015 con una resolución horaria.

La normativa de diseño de estructuras marinas recomienda seleccionar un conjunto de condiciones metoceanicas con una determinada probabilidad de fallo para el dimensionamiento de la estructura marina. Normalmente, el método *i-FORM* se usa para tal fin. Este método permite obtener las condiciones metoceanicas a largo-plazo en una localización específica generando una línea de contorno metoceanica para un determinado periodo de retorno dado por la normativa [94]. Por lo tanto, a partir de una base de datos de reanálisis, es posible determinar las variables metoceanicas de diseño asociadas a un determinado periodo de retorno.

En problemas de fiabilidad estructural, generalmente existe una incertidumbre tanto en la definición de la carga ambiental como en la respuesta dada la carga. Denotando las variables ambientales por $A = [A_1, \dots, A_n]$ y la respuesta por R , la probabilidad de fallo P_F se puede escribir como [112]:

$$P_F = \int_{\forall a} P [R > r_{max} | A = a] f(a) da \quad (86)$$

La resolución de (86) se puede estimar a partir de procedimientos como FORM/SORM (first-order o second-order reliability methods). No obstante, dichos procedimientos requieren de un modelo de respuesta de entorno acoplado y la descripción conjunta $f(a)$ de todas las variables ambientales involucradas que, frecuentemente, no se conocen.

Por tanto, resulta más sencillo evaluar un conjunto limitado de condiciones ambientales que garanticen una capacidad adecuada de la plataforma, r_{max} . En el caso de plataformas eólicas flotantes, resulta de interés definir contornos que relacionan H_s-T_p o H_s-W . Con esta nueva definición se desacopla la descripción ambiental del concepto de diseño estructural. Estos contornos se pueden calcular a partir del método *i-FORM* que se introduce a continuación. El método *i-FORM* busca definir una circunferencia de radio constante (en el caso de dos variables ambientales, Figura 113) con una determinada probabilidad de fallo P_F asociada a un periodo de retorno estableciendo, de esta forma, los valores ambientales máximos que debe soportar la plataforma.

La probabilidad en la región de fallo (P_F) de una función de densidad f de dos variables (a_1, a_2) puede ser definida como:

$$P_F = \iint f(a_1, a_2) da_1 da_2 \quad (87)$$

Esta integral puede ser resuelta por medio de un espacio de variables Gaussianas independientes (u_1, u_2) usando la transformación propuesta por Rosenblatt [113]:

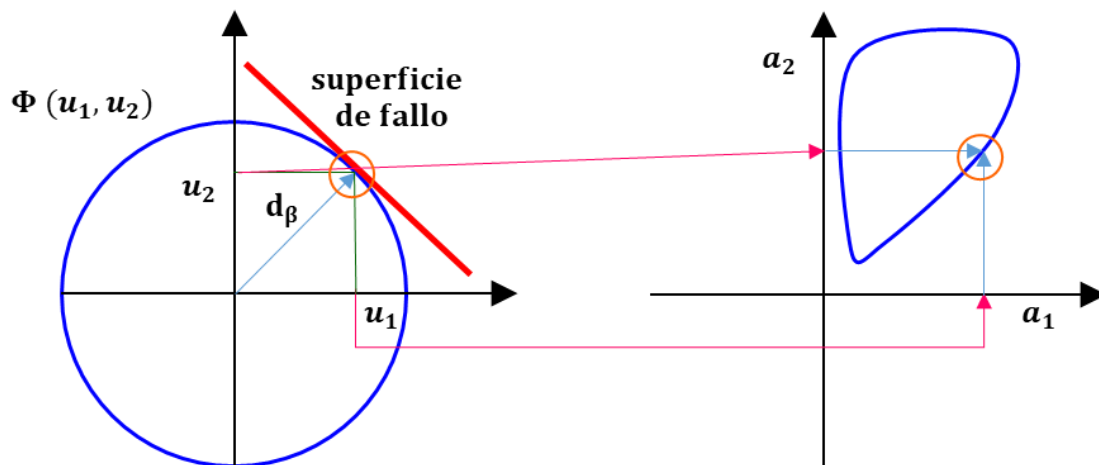


Figura 113. Transformación de Rosenblatt.

$$\Phi_{(u_1)} = F_{A_1}(a_1)$$

$$\Phi_{(u_2)} = F_{A_2}(a_2/a_1)$$

(88)

Donde Φ representa la función de distribución Gaussiana standard y F la función de distribución de cada una de las variables. Los puntos de densidad de probabilidad constante definen un círculo en el espacio transformado. Por lo tanto, un punto de la superficie de fallo está localizado a una distancia (d_β) desde el centro:

$$d_\beta^2 = u_1^2 + u_2^2$$

(89)

Por lo tanto, la definición del contorno con un periodo de retorno (T_R), variando u_1 y u_2 a lo largo del círculo definido en (89), es:

$$d_\beta = \Phi^{-1}(1 - P_F)$$

(90)

La probabilidad de fallo o excedencia para una determinada base de datos viene dada por:

$$P_F = \frac{d_t}{365 \times 24 \times T_R}$$

(91)

Siendo d_t es la resolución temporal de la base de datos en horas y T_R el periodo de retorno en años. El factor 365×24 representa la conversión de la duración de cada estado de mar a la del periodo de retorno.

6.3.2 Datos instrumentales

Dos fuentes de datos instrumentales han sido empleadas en este trabajo:

1) la boyta Wavescan y 2) la boyta Anteia.

La boyta direccional Wavescan (-2.8848°E, 43.4682°N) está instalada en *BiMEP* [104] a dos millas náuticas de la costa y a 80 m de profundidad. La boyta almacena datos de oleaje, viento y corrientes internamente y, además, transmite ciertos parámetros de estas variables meteoceánicas en tiempo real a través de satélite. De esta boyta, únicamente se han utilizado los datos de velocidad media del viento proporcionados por las emisiones de satélite.

La boyta Anteia es una boyta direccional localizada también en *BiMEP* que tiene un diámetro de 0.6 m y un peso de 26 kg. Esta boyta almacena únicamente datos de oleaje: altura de ola, dirección de oleaje y periodo. Los datos se analizan y almacenan de forma estadística y espectral

cada 1 800 s. De esta boya, únicamente se han utilizado en este trabajo los datos espectrales de oleaje y la altura máxima de ola.

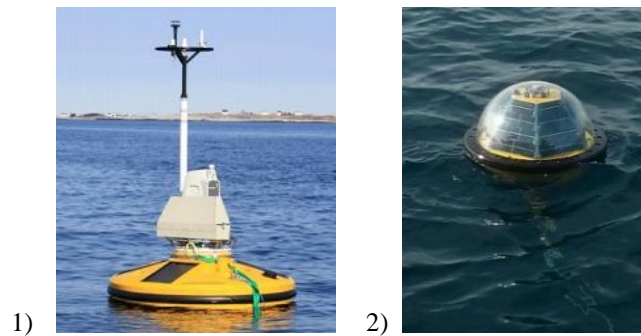


Figura 114. Datos instrumentales: 1) boya Wavescan 2) boya Anteia.

6.4 Definición de la plataforma eólica flotante: tipo de plataforma y turbina

La plataforma eólica flotante seleccionada para el análisis es la plataforma semisumergible DeepCwind [114] (Figura 115). Esta plataforma ha sido ampliamente estudiada a través de modelado experimental y numérico [76] [97] [98] y se considera como una plataforma flotante de referencia para albergar turbinas de viento. La plataforma tiene tres columnas cada una con una placa de cierre o heave plate que sirve para reducir los movimientos de heave, pitch y roll de la plataforma. Esta placa genera desprendimiento de vórtices y una mayor amortiguación debido a la disipación de energía que se produce como consecuencia del efecto viscoso y del aumento de la masa añadida de la plataforma cambiando sus propiedades hidrodinámicas. El sistema de fondeo está formado por tres líneas de fondeo de eslabones de cadena en configuración catenaria separadas 120° . Las líneas tienen una longitud de 835.5 m y un peso de 125.6 kg/m. Las características más importantes de esta plataforma y del sistema de fondeo con respecto a la superficie libre del mar (SL) y el centro de masas (CM) se muestran en la Tabla 27 y Tabla 28, respectivamente. La plataforma cuenta con una cuarta columna central que se une a las demás por medio de un entramado de barras interiores sobre la que se aloja una turbina de viento de 5 MW [115]. El sistema de coordenadas establecido se representa en la Figura 116 coincidiendo el eje x positivo con la dirección principal del oleaje.

Tabla 27. Características principales de la plataforma flotante DeepCwind [114].

PLATAFORMA FLOTANTE	
Masa	1.3958E+7 kg
Calado	20 m
Desplazamiento	1.3917E+4 m ³
Centro de masas bajo superficie libre (SL)	8.07 m
Inercia en roll	1.3947E+10 kg m ²
Inercia en pitch	1.5552E+10 kg m ²
Inercia en yaw	1.3692E+10 kg m ²

Tabla 28. Características principales del sistema de fondeo.

SISTEMA DE FONDEO	
Número de líneas de fondeo	3
Ángulo entre líneas de fondeo	120°
Profundidad del anclaje bajo SL	200 m
Profundidad del fairlead bajo SL	14 m
Diámetro equivalente de las líneas de fondeo	0.1393 m
Peso de las líneas de fondeo	125.6 kg/m
Rigidez de las líneas de fondeo	7.461E+6 N
Longitud de las líneas de fondeo	835.5 m

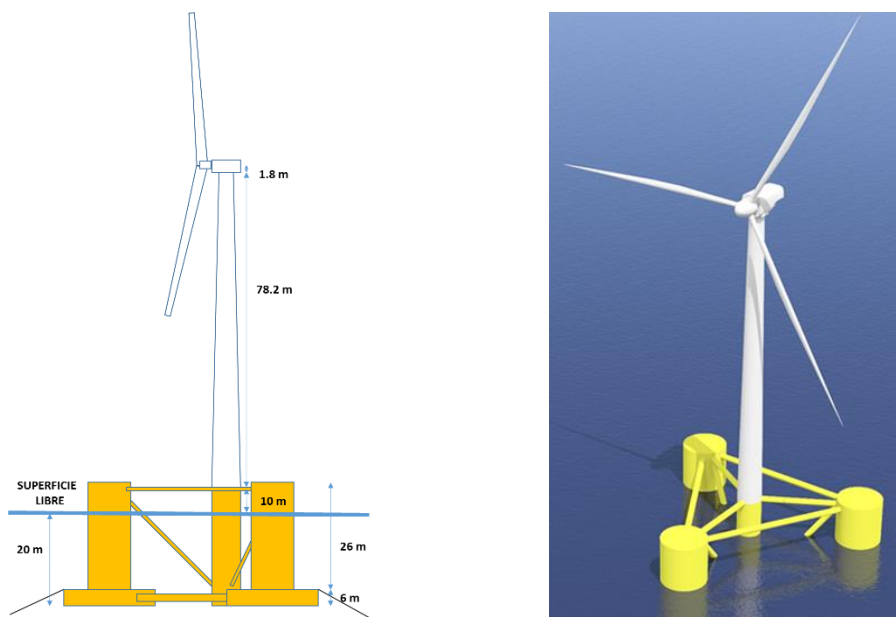


Figura 115. Plataforma semisumergible DeepCwind [114].

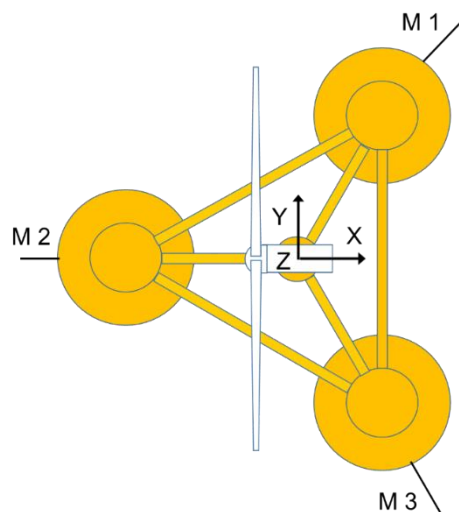


Figura 116. Sistema de coordenadas y notación de las diferentes líneas de fondeo (M1, M2, M3).

La respuesta de la turbina de viento para diferentes velocidades de viento y estrategias de operación se muestra en la Figura 117. Según estas gráficas, se puede observar que las velocidades del generador (*GenSpeed*) y del rotor (*RotSpeed*) aumentan con la velocidad del viento hasta llegar a la velocidad nominal de la turbina, aproximadamente de 11.5 m/s, garantizando una relación constante del *TSR* (tip-speed ratio) en la región 2 de la turbina y, por tanto, una eficiencia óptima de conversión de la energía eólica. A su vez, las potencias del generador (*GenPwr*) y del rotor (*RotPwr*) y los pares del generador (*GenTq*) y del rotor (*RotTorq*) aumentan con la velocidad del viento hasta llegar a la velocidad nominal. Por encima de la velocidad nominal, las potencias del generador y del rotor se mantienen constantes mediante la adopción de una velocidad fija en el rotor y un control activo de pitch de la pala. La deflexión fuera del plano de la pala (*OoPDefl*) alcanza su valor máximo justo a la velocidad nominal de la turbina, en la zona de transición entre el control de par del generador y el control activo de pitch de la pala. Finalmente, el empuje del rotor (*RotThrust*) aumenta con la velocidad hasta llegar a la velocidad nominal, donde alcanza su máximo, y a partir de la cual se produce un descenso del empuje del rotor.

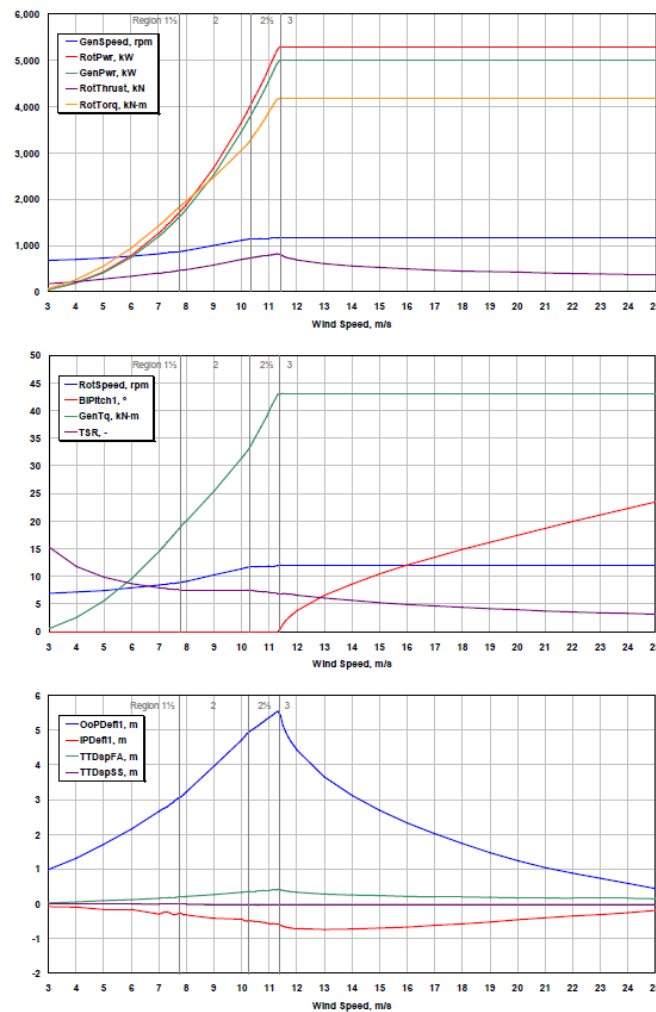


Figura 117. Respuesta de la turbina de 5 MW para diferentes velocidades de viento [115].

6.5 Modelización numérica de la plataforma eólica flotante

6.5.1 Descripción del modelo numérico de la plataforma eólica flotante

El comportamiento de la plataforma eólica flotante se evalúa a partir de un modelo numérico en el dominio del tiempo [116] [117] [118]. A continuación, se describen las principales características del modelo indicando las principales ecuaciones de gobierno que resuelve y otras consideraciones relevantes del mismo.

El modelo numérico se construye a partir del acoplamiento de tres modelos diferentes: el hidrodinámico, el aerodinámico y el del sistema de fondeo. El modelo hidrodinámico describe la respuesta global de la plataforma (movimientos y rotaciones). El modelo aerodinámico evalúa la velocidad de rotación de la turbina de viento la cual proporciona la fuerza y el momento sobre la plataforma flotante y, finalmente, el modelo numérico del sistema de fondeo proporciona las fuerzas en las líneas de fondeo que son aplicadas sobre la plataforma flotante. Estos tres modelos se acoplan y solucionan bajo un único sistema de ecuaciones proporcionando resultados en cada paso de tiempo.

El modelo hidrodinámico analiza el comportamiento de la plataforma flotante haciendo uso de la teoría de flujo potencial por medio de un método de elementos de frontera o método de elementos de contorno (conocido como *BEM*, boundary element method) en el dominio de la frecuencia el cual es transformado en el dominio del tiempo usando la relación propuesta por Ogilvie [119]. El modelo *BEM* usado es *ANSYS AQWA* [42]. Los resultados hidrodinámicos se evalúan junto con los resultados aerodinámicos y los del sistema de fondeo por medio de la ecuación de Cummins [120], una ecuación diferencial ordinaria de segundo orden con una integral de convolución aplicada para resolver el problema de radiación (92).

$$(M + A_{\infty}) \ddot{k}(t) + \int_0^{\infty} K(t - \tau) \dot{k}(\tau) d\tau + G k(t) = F_e(t) + F_w(t) + F_m(t) \quad (92)$$

Donde M es la matriz de masas de la plataforma flotante, A_{∞} es la matriz de masas añadidas en la frecuencia infinita, K es la matriz de amortiguamiento, G es la matriz de rigidez hidrostática, t es el tiempo y \ddot{k} , \dot{k} , y k es la aceleración, la velocidad y el desplazamiento de la plataforma flotante, respectivamente. Las fuerzas externas se representan por las fuerzas de excitación del oleaje (F_e), las fuerzas del viento (F_w) y las fuerzas del sistema de fondeo (F_m).

Tradicionalmente, la mayoría de los códigos hidrodinámicos usan solo la teoría de primer orden de flujo potencial por lo que únicamente consideran las fuerzas y momentos en la misma frecuencia que el oleaje incidente. La teoría de primer orden desprecia la no linealidad en el potencial de oleaje incidente de las olas más peraltadas. El potencial de velocidad de primer orden

se obtiene por superposición de la hidrostática y los problemas de difracción y radiación en la posición media de la plataforma flotante. Esta solución es adecuada para pequeñas amplitudes y pequeños movimientos de la plataforma. Los métodos alternativos para tener en cuenta esta no linealidad abarcan desde métodos de contorno de mayor orden hasta la implementación de las ecuaciones de Navier Stokes. La teoría hidrodinámica de segundo orden [121] [122] intenta aproximar la condición de contorno de superficie libre no lineal y las interacciones del cuerpo flotante usando la superposición de la interacción cuadrática de los términos de velocidad de primer orden así como los términos de la solución de segundo orden del potencial de velocidad. El modelo de segundo orden implementado desprecia la contribución del potencial de segundo orden en los cálculos numéricos del término de fuerza [122].

La fuerza de excitación de oleaje de primer orden para un oleaje irregular con N componentes y j grados de libertad se puede evaluar como:

$$F_{e(1),j,\alpha} = \text{Re} \left(\sum_{n=1}^N A_n Q_{j,\alpha}(w_n) e^{i(w_n t)} \right), \quad j = 1, 2, 3, 4, 5, 6 \quad (93)$$

Donde $A_n e^{i(w_n t)}$ es la componente compleja del oleaje, A_n es la amplitud compleja del oleaje, w_n es la frecuencia del oleaje, i es el número imaginario y $Q_{j,\alpha}(w_n)$ representa la función de transferencia de la excitación de primer orden asociada a w_n , el grado de libertad j y la dirección de oleaje α . A_n se puede escribir como $A_n = a_n e^{i\varepsilon_n}$, donde a_n es la amplitud de oleaje y ε_n la fase de oleaje, y $Q_{j,\alpha}(w_n)$ como $Q_{j,\alpha}(w_n) = q_{n,\alpha}(w_n) e^{i\varphi_{nj,\alpha}}$, donde $q_{n,\alpha}$ es la amplitud de la fuerza de primer orden por unidad de amplitud de ola y $\varphi_{nj,\alpha}$ su fase.

La excitación de oleaje de segundo orden [121] [122] [123] [124] se define a partir de las contribuciones de la suma y diferencias de frecuencias entre pares de olas usando la doble transformada de Fourier. Por lo tanto, para cada par de amplitudes A_n y A_m y frecuencias w_n y w_m , se pueden obtener dos diferentes funciones de transferencia cuadrática (*QTFs*, quadratic transfer functions), $Q_{j,\alpha}^+(w_n w_m)$ y $Q_{j,\alpha}^-(w_n w_m)$.

$$F_{e(2),j,\alpha} = \text{Re} \left(\sum_{n=1}^N \sum_{m=1}^N [A_n A_m Q_{j,\alpha}^+(w_n w_m) e^{i(w_n + w_m)t} + A_n A_m^* Q_{j,\alpha}^-(w_n w_m) e^{i(w_n - w_m)t}] \right) \quad (94)$$

Donde (*) representa el complejo conjugado.

De acuerdo a [123], se puede despreciar la suma de frecuencias de las cargas de segundo orden en plataformas tipo semisumergible debido a que dicha suma puede exceder la frecuencia de oleaje. Siguiendo [121] [124], el término de diferencia de frecuencias se puede separar en una suma de tres regiones: una región entre componentes de la misma frecuencia, una región que

evalúa frecuencias mayores a la considerada y otra que evalúa frecuencia menores a la considerada. Debido a que estas dos últimas regiones son simétricas, la fuerza de excitación de segundo orden se puede escribir como:

$$F_{e(2^-),j,\alpha} = \text{Re} \left(\sum_{n=1}^N A_n A_n^* Q_{j,\alpha}^-(w_n, w_n) + 2 \sum_{n=1}^N \sum_{m=n+1}^N A_n A_m^* Q_{j,\alpha}^-(w_n, w_m) e^{i(w_n - w_m)t} \right) \quad (95)$$

El primer término representa las cargas asociadas a la excursión media de la plataforma (mean drift loads) y el segundo a las cargas que pueden excitar los movimientos, en el rango de la baja frecuencia, de la plataforma flotante (slow drift loads). Las funciones de transferencia así como las matrices hidrodinámicas se han obtenido por medio de *ANSYS AQWA* [42]. Las *QTFs* de la diferencia en la dirección X^+ (Figura 116) se representan en la Figura 118.

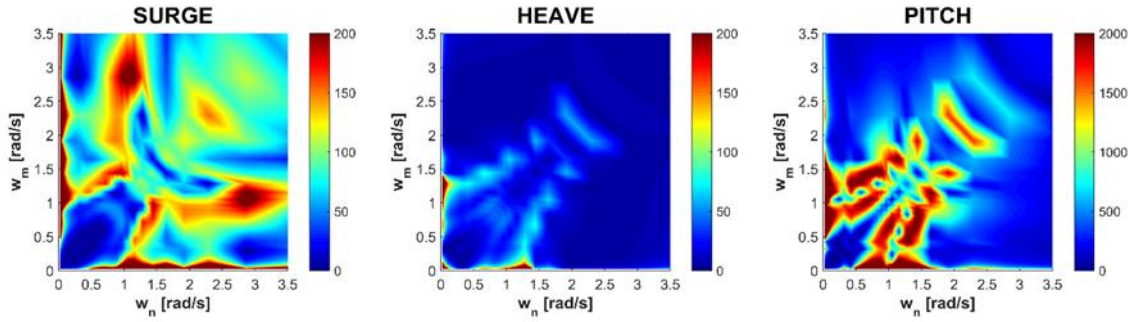


Figura 118. Funciones de transferencia cuadrática ($QTFs^-$) [kN/m^2].

El modelo aerodinámico usado [125] está basado en la teoría del momento del elemento de pala (*BEMT*, blade element momentum theory) [126]. Según esta teoría, cada pala se discretiza en diferentes elementos, con distintas propiedades físicas y aerodinámicas, y en cada paso de tiempo se calcula la velocidad relativa de cada elemento. El ángulo de ataque se determina para cada elemento en función del ángulo de flujo del viento, el ángulo de twist y el ángulo de pitch de la pala. A partir de los coeficientes de arrastre (drag) y elevación o sustentación (lift) de cada elemento se pueden obtener los coeficientes de fuerza normal y tangencial y, por tanto, la carga normal y tangencial sobre cada elemento de pala. Finalmente, el par del rotor (M_R) y las fuerzas y momentos de la turbina de viento sobre la plataforma flotante se obtienen por integración de las fuerzas calculadas en cada elemento de pala. El modelo aerodinámico incorpora un control de turbina proporcionando en cada momento el par del generador (M_G) o el ángulo de pitch de la pala que sea requerido. La variación de la velocidad de rotación de las palas (Ω) en función de la inercia de la turbina de viento (I_{WT}), el par del rotor (M_R) y el par del generador (M_G) como:

$$I_{WT} \dot{\Omega}(t) = M_R(t) - M_G(t) \quad (96)$$

El comportamiento de las líneas de fondeo acopladas a la plataforma flotante se ha evaluado a partir de dos modelos: cuasi-estático y dinámico. Las principales características de estos modelos han sido previamente introducidas en el Capítulo 5.

6.5.2 Validación del modelo numérico de la plataforma eólica flotante

El modelo numérico de la plataforma eólica flotante construido en el dominio del tiempo se ha validado satisfactoriamente contra ensayos experimentales realizados por The Maritime Research Institute Netherlands (*MARIN*) en 2013 y publicados en el contexto del proyecto *OC5* [98]. Los resultados se han validado en la dirección X^+ considerando los movimientos (surge, heave y pitch) de la plataforma y la tensión registrada en cada línea de fondeo. Las tensiones de la línea *M1* y *M3* son simétricas para la dirección ensayada, aunque se encontraron ligeras discrepancias en los ensayos experimentales. El informe técnico de los ensayos experimentales [114] indica que durante la ejecución de los ensayos se observaron algunos fenómenos de histéresis en las líneas de fondeo que generaron un offset variable en la posición de equilibrio de la plataforma entre cada ensayo. Por tanto, este hecho hace que el offset medio generado en la dirección de surge de la plataforma por la presencia del viento y de las olas pueda presentar ciertas incertidumbres y no ser lo suficientemente representativo del estado de mar ensayado.

A continuación, se incluyen los resultados de la calibración y validación del modelo numérico frente al modelo experimental incluyendo los siguientes tipos de ensayos: ensayos de tensión estática, ensayos de amortiguación y ensayos de oleaje regular e irregular con y sin viento.

- ✓ Tensión estática.

Tabla 29. Comparación de la tensión estática entre el modelo experimental y el numérico.

TENSIÓN [kN]	M1	M2	M3
MODELO EXPERIMENTAL	1 107	1 112	1 148
MODELO NUMÉRICO	1 114	1 114	1 114

- ✓ Calibración del amortiguamiento lineal y no lineal de la plataforma y periodos naturales de oscilación.

Tabla 30. Comparación de los periodos naturales entre el modelo experimental y el numérico.

PERIODO [s]	SURGE	SWAY	HEAVE	ROLL	PITCH	YAW
MODELO EXPERIMENTAL	106.7	112.3	17.5	32.8	32.5	80.8
MODELO NUMÉRICO	107.2	112.6	17.5	32.8	32.5	81.1

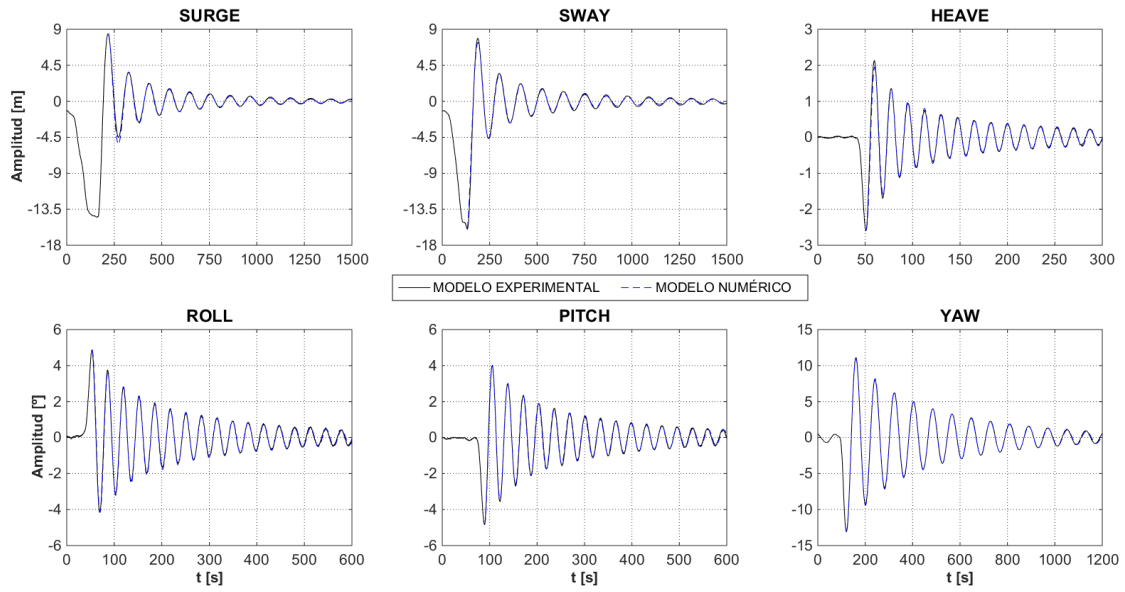


Figura 119. Comparación de los ensayos de amortiguamiento entre el modelo experimental y el numérico.

✓ Respuesta de la plataforma bajo la acción de forzamientos de oleaje y viento.

- Oleaje regular sin viento.

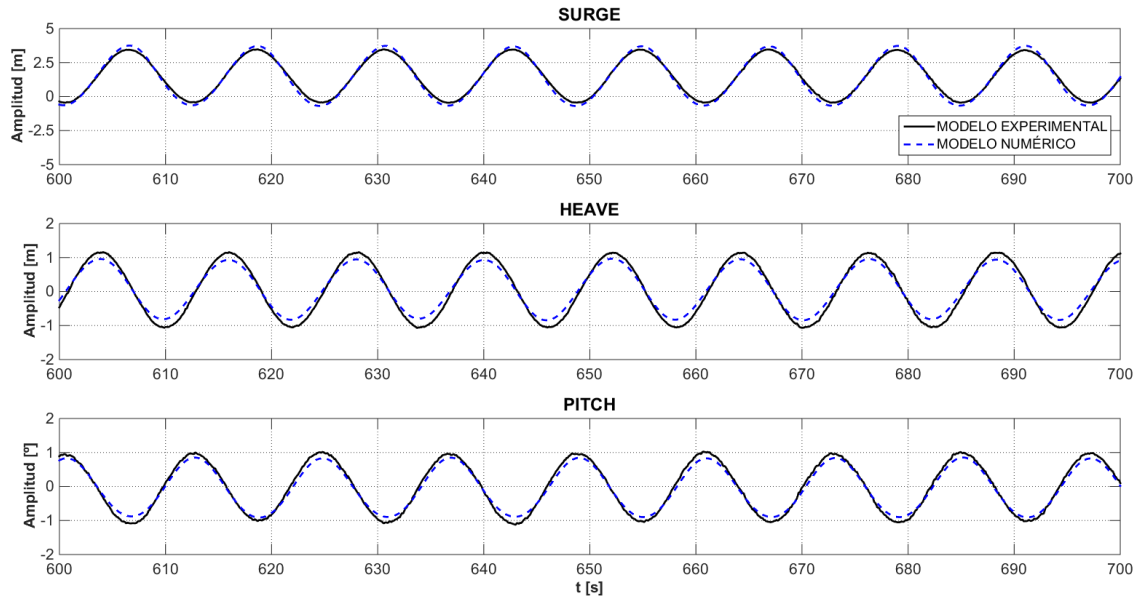


Figura 120. Ensayo de oleaje regular ($H = 7.37$ m, $T = 12.07$ s): Movimientos.

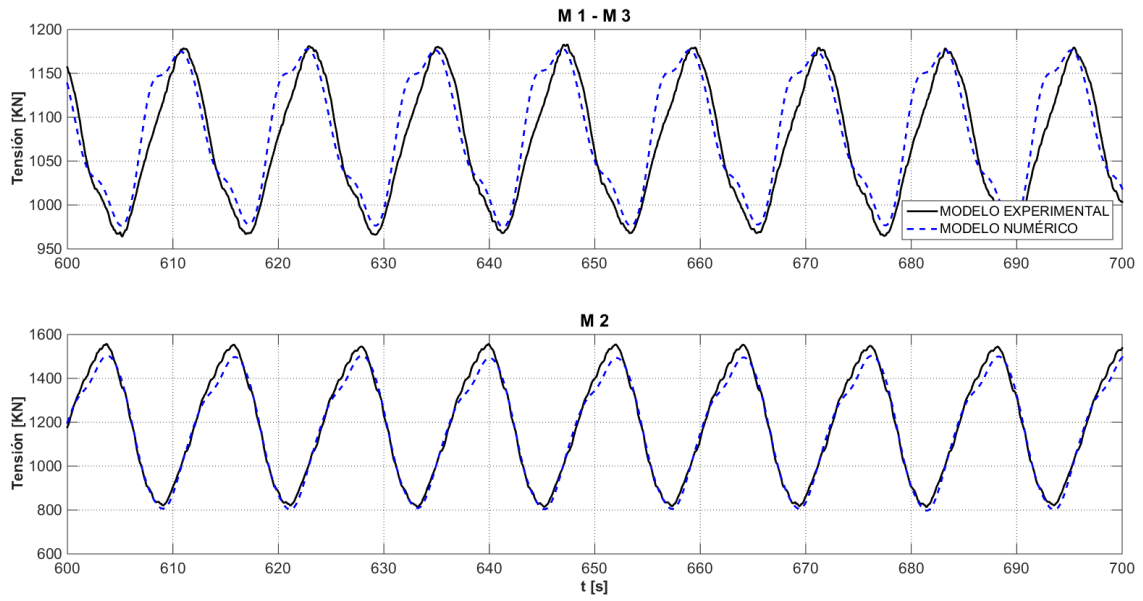


Figura 121. Ensayo de oleaje regular ($H = 7.37 \text{ m}$, $T = 12.07 \text{ s}$): Tensiones.

- Oleaje irregular sin viento.

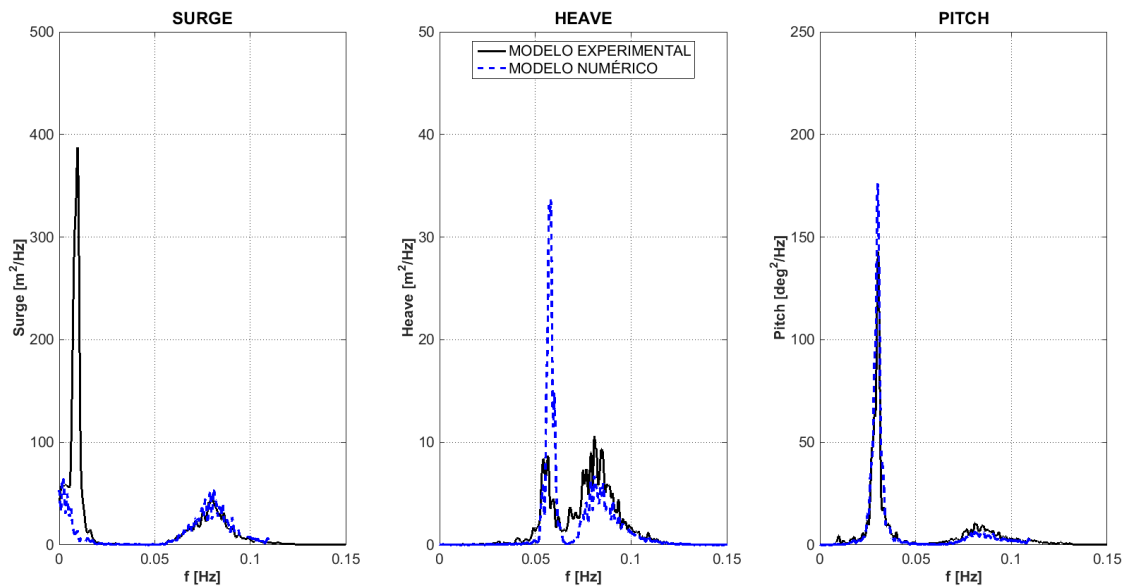


Figura 122. Ensayo de oleaje irregular ($H_s = 7.1 \text{ m}$, $T_p = 12.1 \text{ s}$, $\gamma = 2.2$, JONSWAP): Movimientos.

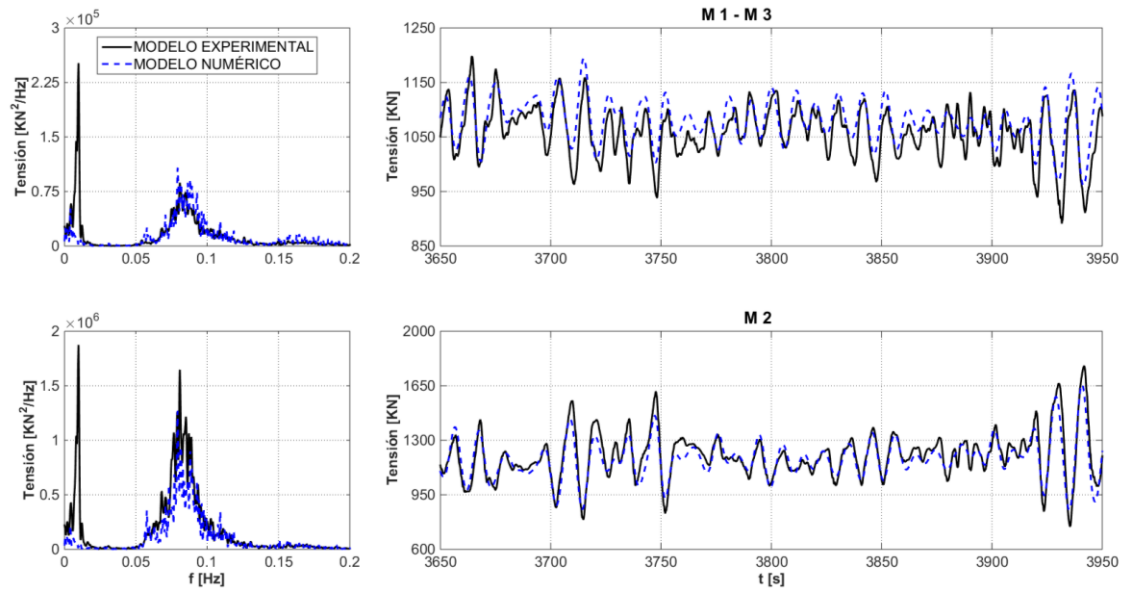


Figura 123. Ensayo de oleaje irregular ($H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP): Tensiones.

- Oleaje con ruido blanco sin viento.

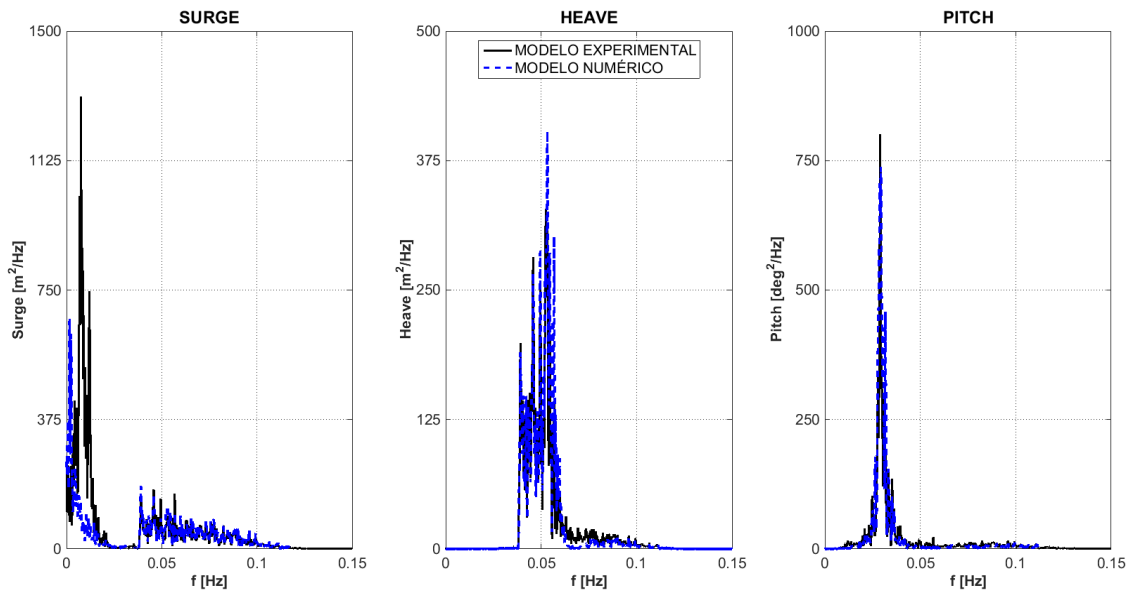


Figura 124. Ensayo de oleaje con ruido blanco ($H_s = 10.5$ m, $T_{RANGO} = 6-26$ s): Movimientos.

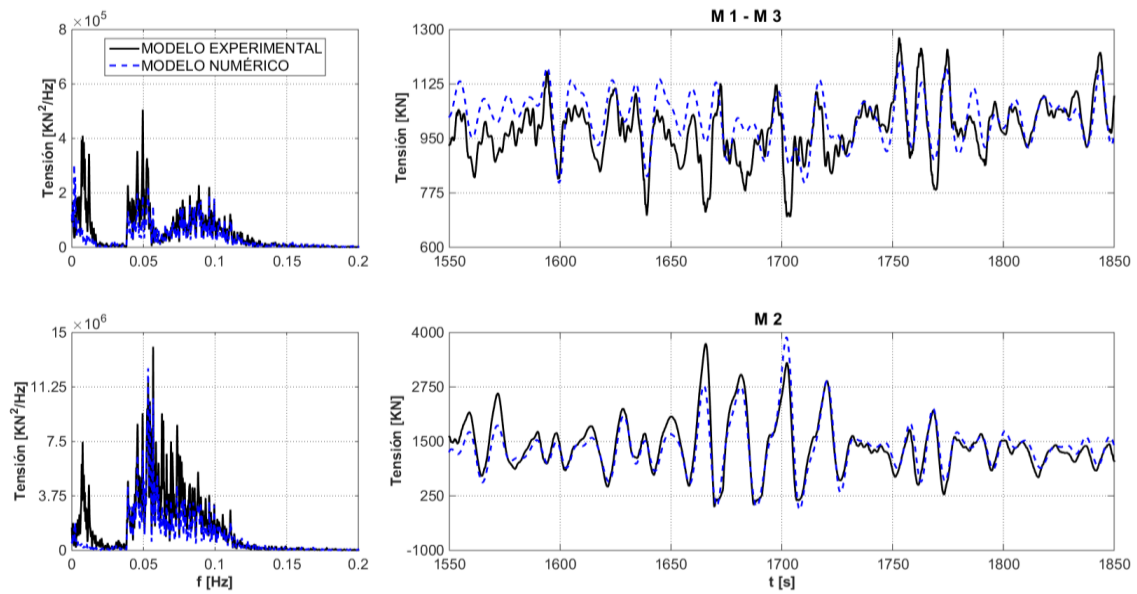


Figura 125. Ensayo de oleaje con ruido blanco ($H_s = 10.5$ m, $T_{RANGO} = 6-26$ s): Tensiones.

- Agua en calma y viento turbulento.

Tabla 31. Ensayo de viento turbulento: $\mu = 13.05$, NPD.
Comparación de movimientos medios entre el modelo experimental y el numérico.

MOVIMIENTOS	SURGE (m)	HEAVE (m)	PITCH ($^{\circ}$)
MODELO EXPERIMENTAL	10.16	-0.01	4.55
MODELO NUMÉRICO	10.34	-0.03	4.54

Tabla 32. Ensayo de viento turbulento: $\mu = 13.05$, NPD.
Comparación de tensiones medias entre el modelo experimental y el numérico.

TENSIÓN [kN]	M1 - M3	M2
MODELO EXPERIMENTAL	919	1 677
MODELO NUMÉRICO	916	1 780

- Oleaje irregular con viento constante.

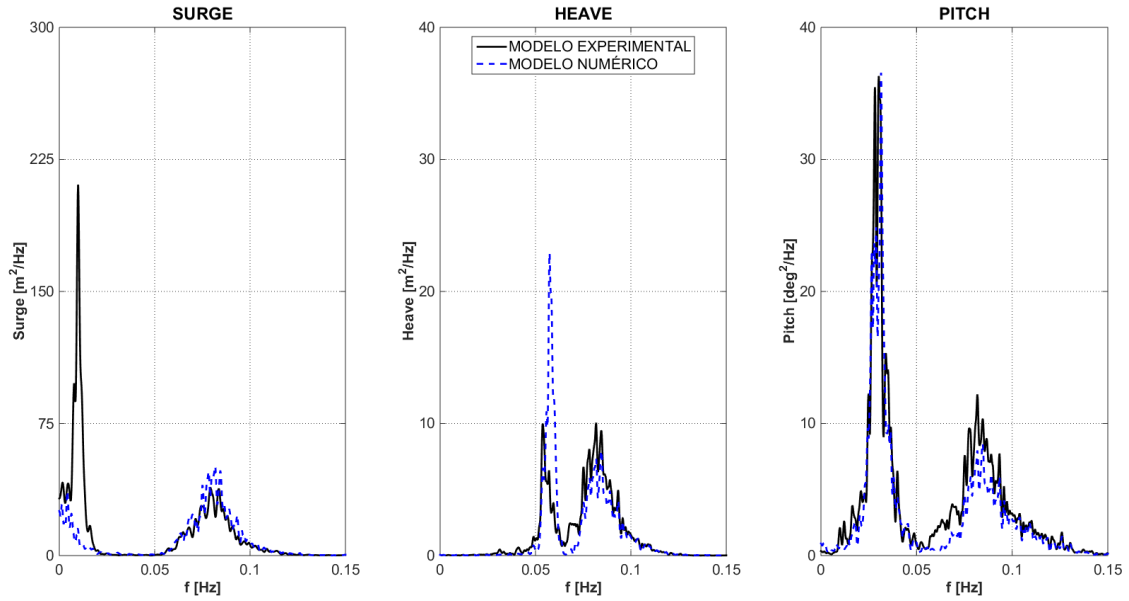


Figura 126. Oleaje operacional y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Movimientos.

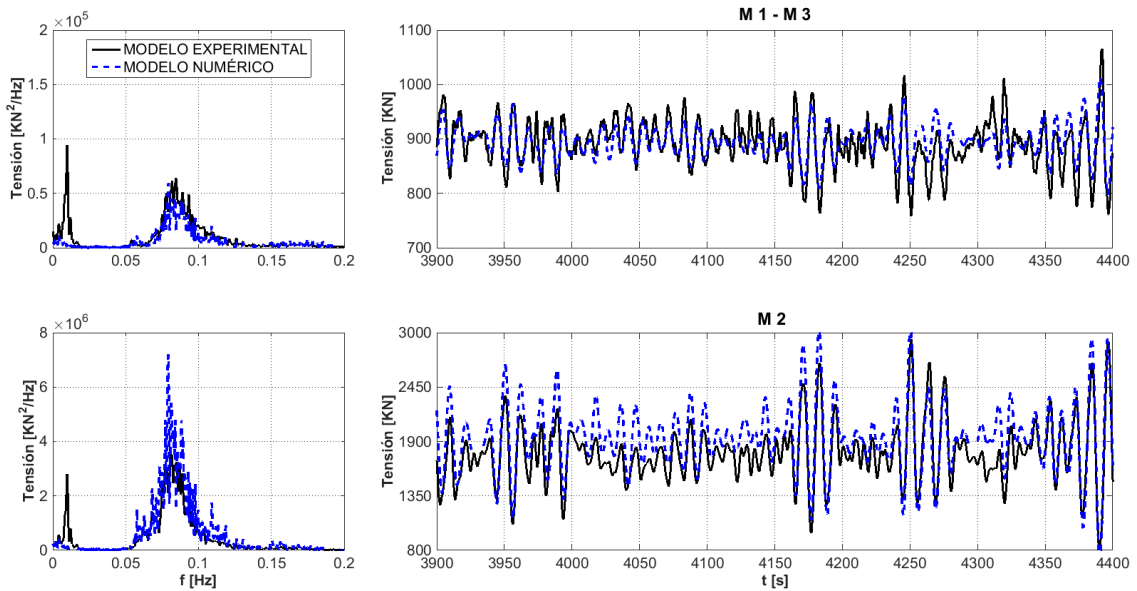


Figura 127. Oleaje operacional y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Tensiones.

- Oleaje irregular con viento turbulento.

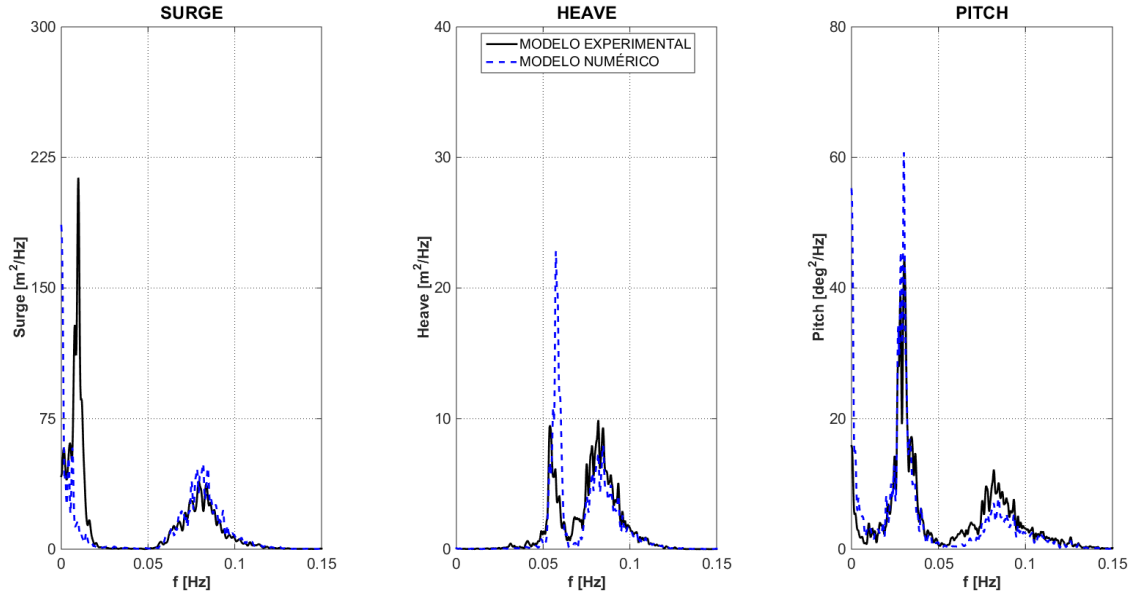


Figura 128. Oleaje operacional y viento turbulento (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $\mu = 13.05$, NPD): Movimientos.

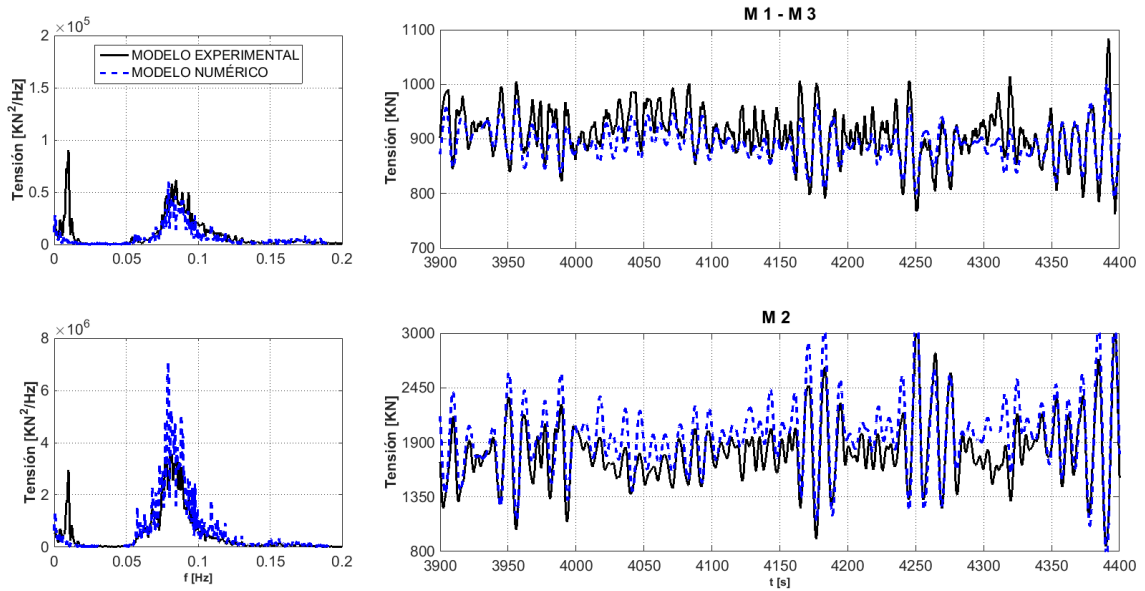


Figura 129. Oleaje operacional y viento turbulento (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $\mu = 13.05$, NPD): Tensiones.

En general, el acuerdo entre el modelo numérico y el modelo experimental en términos de movimientos y tensiones es bastante satisfactorio. Los coeficientes de amortiguamiento lineal y no lineal se han calibrado a partir de los ensayos de amortiguamiento de forma que se alcanza una precisión cercana al 100 % en la predicción de los periodos naturales de oscilación de la plataforma. Los movimientos de la plataforma y tensiones de las líneas de fondeo en los ensayos de oleaje regular se han predicho con un rango de precisión del 95 %. No obstante, se han encontrado algunas discrepancias en la respuesta de la plataforma en los ensayos de oleaje irregular detectadas también por otras investigaciones [76]. Estas discrepancias son atribuidas, por un lado, a las distintas aproximaciones adoptadas en los modelos hidrodinámicos y, por otro, a las incertidumbres encontradas durante la ejecución de los ensayos experimentales. El modelo usado en esta validación desprecia las fuerzas viscosas y el potencial de segundo orden. Por esta razón, quizás, el modelo no captura perfectamente la energía de baja frecuencia en el movimiento de surge. A pesar de ello, los resultados obtenidos son más que aceptables para poder continuar con los objetivos de este trabajo.

6.6 Análisis de los picos de carga del sistema de fondeo

Se han considerado dos métodos para evaluar los picos de carga en una línea de fondeo debidos a un estado de mar. Por un lado, atendiendo al evento de carga máxima y, por otro, siguiendo la metodología de detección de picos de carga propuesta por [127]. Según esta metodología, la detección de picos en una serie temporal de cargas se logra a partir de dos parámetros: τ y K . τ es un umbral que se usa para identificar picos de carga con una amplitud suficiente mientras que el umbral K selecciona los mayores a partir de la pre-selección dada por τ . El umbral τ se define como un porcentaje (n_τ) sobre el valor medio de la carga (\bar{T}) y el umbral K a partir de un valor máximo prefijado de la puntuación estándar de la carga (S_{max}). La puntuación estándar (S) relaciona la parte dinámica de la carga ($T - \bar{T}$) con su desviación (σ_T).

$$S = \frac{T - \bar{T}}{\sigma_T} \quad (97)$$

El umbral k define la carga máxima a partir de la cual se seleccionan los picos de carga considerando el parámetro K . La selección de los picos de carga atendiendo a los umbrales τ y k se muestra en la Figura 130 y Figura 132. En la Figura 130, una serie temporal de carga se representa en línea continua junto a los umbrales de carga dados por los parámetros τ (línea de rayas y puntos) y k (línea discontinua). Los picos de cargas como resultado de esta selección se muestran en círculos verdes. Este gráfico revela la importancia de los umbrales en la selección de las cargas máximas. Además, los umbrales dependen del estado de mar considerado y del número de líneas de amarre de la plataforma flotante. Por este motivo, los umbrales deben determinarse mediante un análisis de sensibilidad. El sistema de fondeo de la plataforma semisumergible

DeepCwind consta de tres líneas de amarre. Con objeto de seleccionar unos parámetros adecuados de n_τ y K que definan unos umbrales de carga razonables, τ y k , se lleva a cabo un análisis de sensibilidad de cargas. A través del análisis de sensibilidad se determina el porcentaje de picos de carga para cada combinación de n_τ y K tanto para la línea de amarre más cargada como para la menos cargada. Los resultados presentados en la Tabla 33 y la Tabla 34 se corresponden con el porcentaje de picos de carga obtenidos utilizando el modelo dinámico de líneas de fondeo considerando un estado del mar de altura significativa de 10.3 m, un período pico de 17 s y una velocidad del viento de 25.69 m/s en la dirección X^+ .

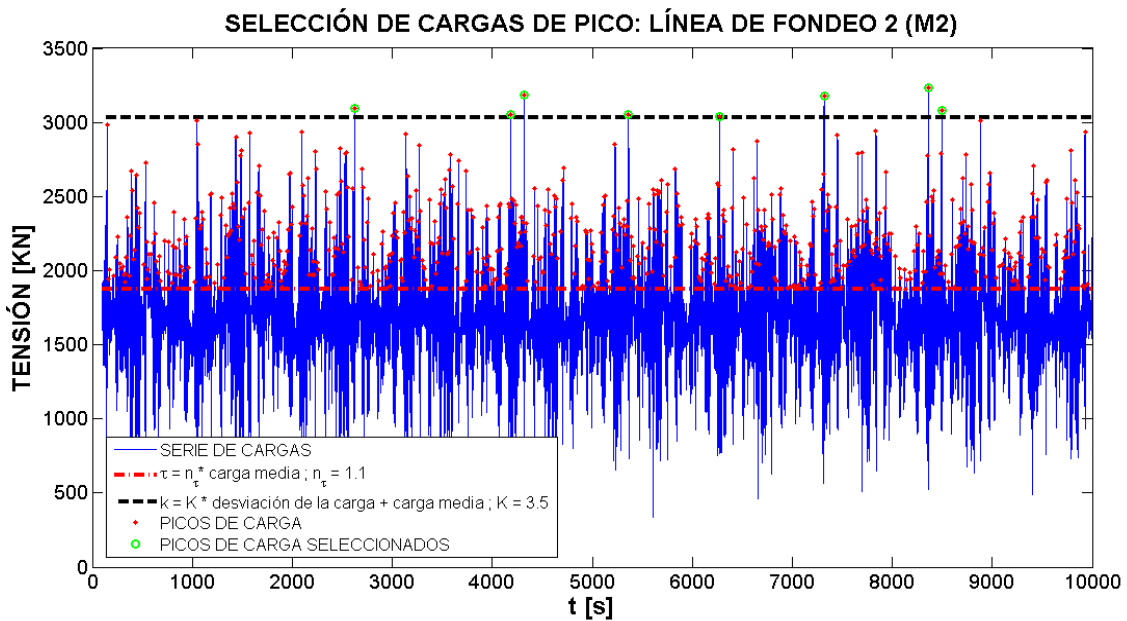


Figura 130. Selección de cargas de pico: umbrales τ y k .

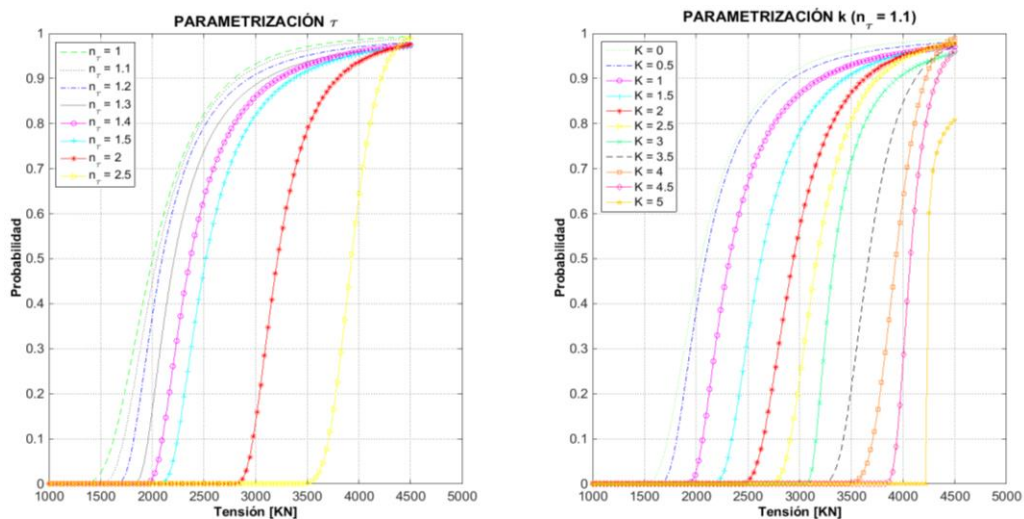
Tabla 33. Análisis de sensibilidad para la línea de fondeo M1: porcentaje de picos de carga.

$n_\tau \backslash K$	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5
1	100	70.55	44.82	28.32	18.12	9.71	4.85	2.10	1.13	0.97	0.65	0.65
1.1	33.17	33.17	33.17	28.32	18.12	9.71	4.85	2.10	1.13	0.97	0.65	0.65
1.2	8.58	8.58	8.58	8.58	8.58	8.58	4.85	2.10	1.13	0.97	0.65	0.65
1.3	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	0.97	0.65	0.65
1.4	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65
1.5	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49
2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Tabla 34. Análisis de sensibilidad para la línea de fondeo M2: porcentaje de picos de carga.

$n_\tau \backslash K$	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5
1	100	81.22	50.59	29.27	16.92	11.00	6.94	3.21	1.69	0.85	0.34	0.00
1.1	90.86	81.22	50.59	29.27	16.92	11.00	6.94	3.21	1.69	0.85	0.34	0.00
1.2	79.86	79.86	50.59	29.27	16.92	11.00	6.94	3.21	1.69	0.85	0.34	0.00
1.3	62.44	62.44	50.59	29.27	16.92	11.00	6.94	3.21	1.69	0.85	0.34	0.00
1.4	46.87	46.87	46.87	29.27	16.92	11.00	6.94	3.21	1.69	0.85	0.34	0.00
1.5	35.36	35.36	35.36	29.27	16.92	11.00	6.94	3.21	1.69	0.85	0.34	0.00
2	9.81	9.81	9.81	9.81	9.81	9.81	6.94	3.21	1.69	0.85	0.34	0.00
2.5	1.69	1.69	1.69	1.69	1.69	1.69	1.69	1.69	1.69	0.85	0.34	0.00
3	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Los dos análisis coinciden en que, si los parámetros n_τ y K presentan valores bajos, el número de picos de carga aumenta y viceversa. El porcentaje de picos de carga es más dependiente del parámetro n_τ en la línea menos cargada (*M1*) que del parámetro K . Para un valor de n_τ , el número de picos es prácticamente el mismo independientemente del parámetro K . Sin embargo, los resultados muestran que el parámetro K es más importante en la línea más cargada (*M2*) que el parámetro n_τ debido a que, para un valor de K dado, el número de picos permanece casi constante independientemente del valor de n_τ . Las funciones de distribución de los picos de carga para diferentes valores de n_τ y K se muestran en la Figura 131. En primer lugar, se realiza una primera selección con objeto de fijar un valor de n_τ que permita la construcción de una función de distribución representativa de todos los picos de carga en la línea de amarre. Se selecciona un valor de $n_\tau = 1.1$. Posteriormente, se lleva a cabo otra selección basada en el parámetro K que permite definir los picos de carga más severos en la línea de fondeo. Se selecciona como valor representativo 3.5, porque permite la selección de un número suficiente de picos de carga extremos para definir de forma precisa su función de distribución.

Figura 131. Análisis paramétrico de los parámetros n_τ y K .

A continuación, se detalla la selección de los picos de carga para el estado del mar 3 definido en la Tabla 35. La Figura 132 muestra la serie temporal de carga y la selección de los picos de carga para la línea M2. La figura se divide en tres gráficas. La primera representa la serie temporal de carga con todos los picos de carga registrados en la línea de amarre representados por cruces (+) en color cian. La segunda incluye una preselección de las cargas máximas representadas por puntos (.) rojos como resultado de la aplicación del umbral τ . Finalmente, haciendo uso del parámetro K , se seleccionan los picos de carga más extremos quedando representados en círculos verdes en la tercera gráfica.

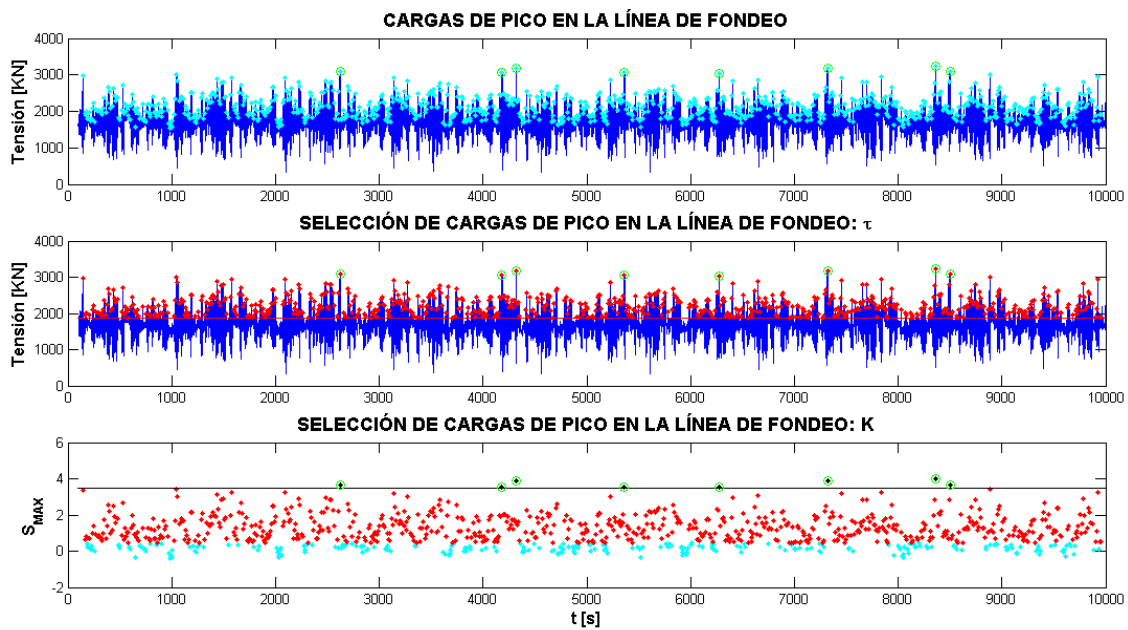


Figura 132. Selección de los picos de carga en la línea de fondeo M2.

6.7 Resultados

El análisis de las cargas del sistema de fondeo atendiendo a la incertidumbre que puede inducir la definición del estado de mar se discute en esta Sección.

6.7.1 Definición de los estados de mar

En esta Sección, se describen los resultados obtenidos a partir de los dos métodos propuestos para la definición de los estados de mar: 1) selección de estados de mar basados en el método *i-FORM* 2) selección de estados de mar a partir de mediciones locales en boyas. Basados en estos dos conjuntos de datos, se analiza la importancia de la historia del oleaje y la forma del espectro de energía del oleaje en las cargas de la línea de fondeo.

6.7.1.1 Importancia de la historia de oleaje en la definición de estados de mar severos

La evaluación de las condiciones metoceanicas a largo plazo se evalúa a través del método *i-FORM*. En este estudio, se propone como variable marginal la altura de ola significativa (H_s)

ajustándose a una función de distribución y de densidad Lognormal. A su vez, el periodo de pico (T_p) se ajusta a una función de distribución Normal en cada rango de altura de ola, considerando bins de 0.5 m. Finalmente, la velocidad de viento (W) a 90 m sobre la superficie libre del mar se ajusta a una distribución Weibull en cada rango de altura de ola, considerando bins de 1 m. Los resultados de estos ajustes se muestran en la Figura 133, Figura 134 y la Figura 135. Finalmente, el método *i-FORM* se aplica a diferentes periodos de retorno obteniéndose los contornos H_s - T_p y H_s - W mostrados en la Figura 136 y Figura 137, respectivamente.

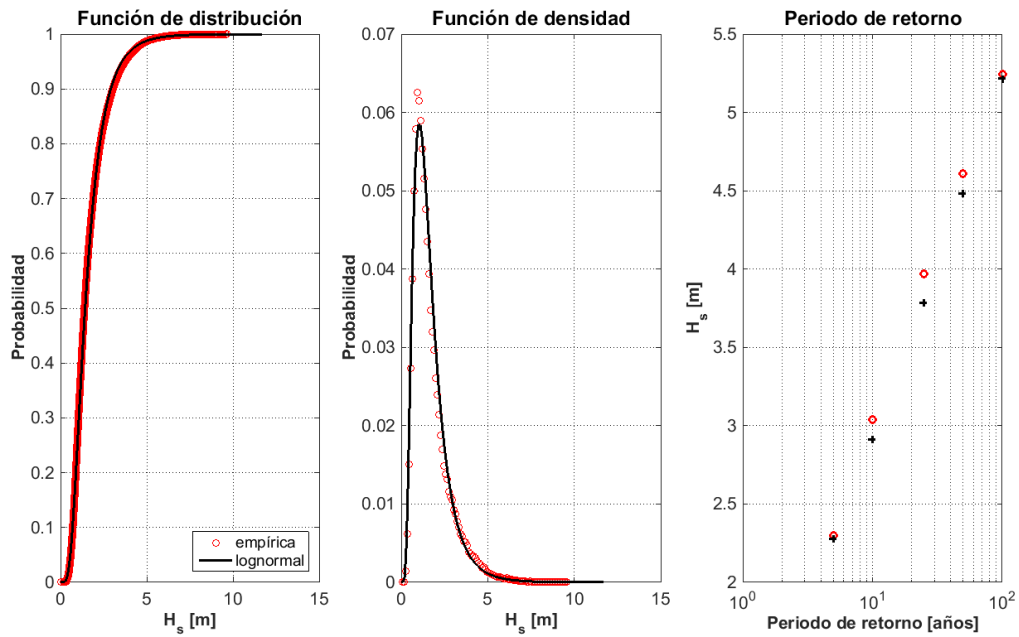


Figura 133. Ajuste de la altura de ola significativa: función Lognormal.

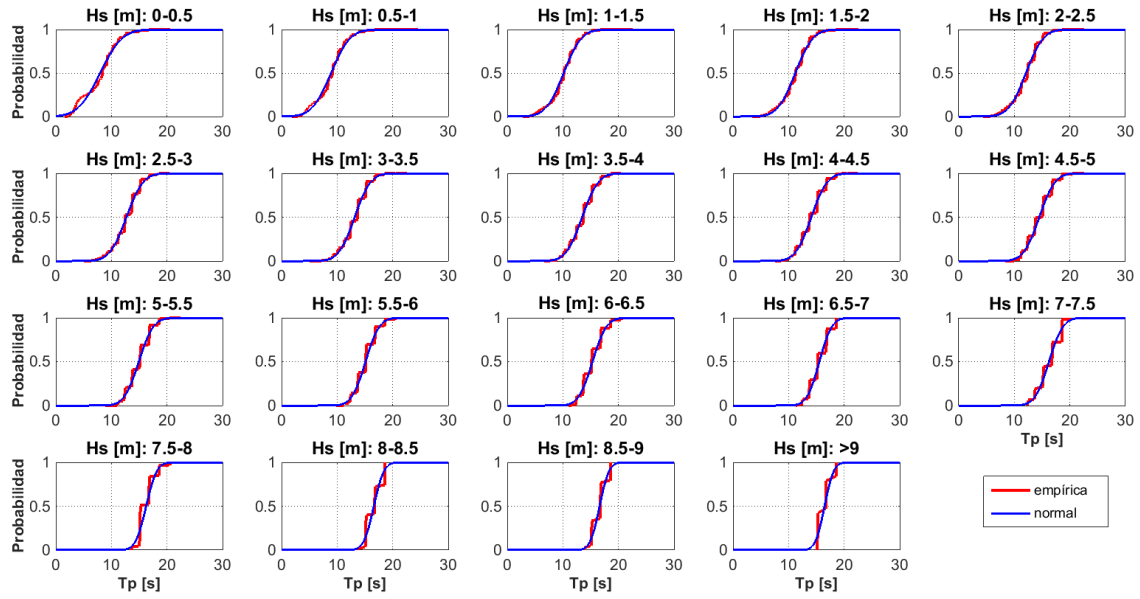


Figura 134. Ajuste del periodo pico: función Normal.

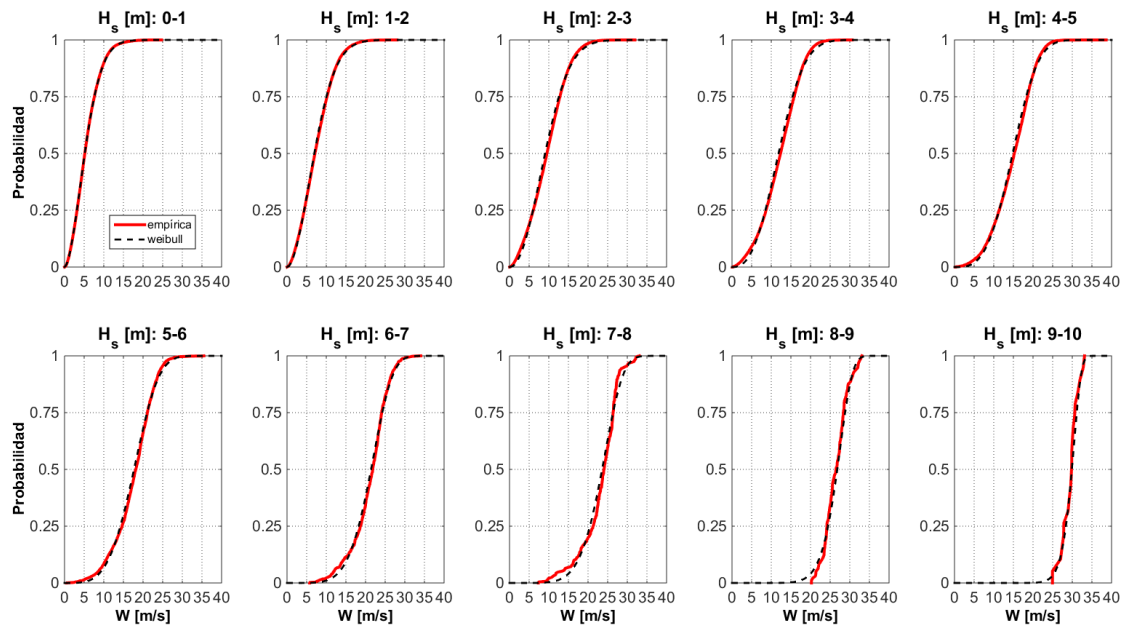


Figura 135. Ajuste de la velocidad de viento: función Weibull.

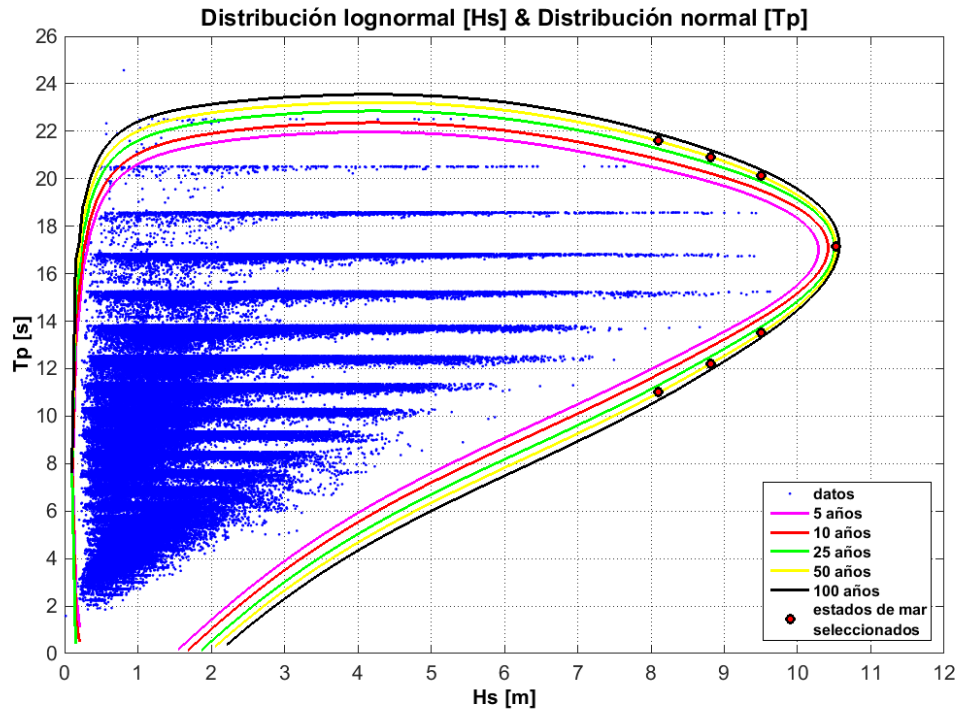


Figura 136. Evaluación de las condiciones metoceánicas para diferentes periodos de retorno:

Contorno H_s - T_p .

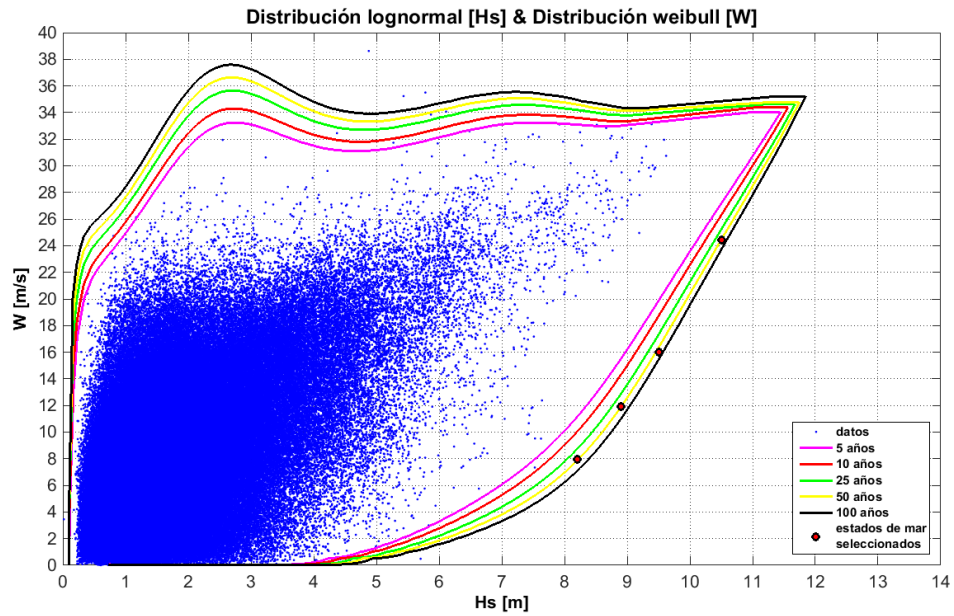


Figura 137. Evaluación de las condiciones metoceánicas para diferentes periodos de retorno:

Contorno H_s - W .

La selección de los estados de mar simulados se muestra en la Tabla 35. De acuerdo a la normativa *DNV-OS-J101* [128], los estados de mar seleccionados en una plataforma eólica flotante deben corresponderse con un periodo de retorno de 50 años y una duración de al menos tres horas. Los casos seleccionados obedecen a cuatro velocidades de viento distintas con diferentes estrategias de control de la turbina: control de par del generador (7.93 m/s), control de pitch de la pala (16.08 m/s y 25.69 m/s) y control de par y pitch (11.93 m/s). Las alturas de ola concomitantes con estas velocidades se obtienen de la Figura 137 y los periodos de pico de la Figura 136, considerándose tanto periodos cortos como largos para cada situación. Además, también se selecciona el caso con mayor altura de ola. El análisis de cargas del sistema de fondeo se realiza para un total de siete estados de mar considerando que la dirección del oleaje y del viento es la misma en todos ellos y en dirección X^+ .

Tabla 35. Características de los estados de mar seleccionados.

ESTADO DE MAR	H_s (m)	T_p (s)	W (m/s)
1	8.10	11.20	7.93
2	8.10	21.50	7.93
3	8.81	12.50	11.93
4	8.81	20.80	11.93
5	9.50	13.90	16.08
6	9.50	19.80	16.08
7	10.30	17.00	25.69

Para evaluar la importancia de la historia de oleaje en las cargas de las líneas de fondeo se generan veinte casos o iteraciones por cada estado de mar usando un espectro *JONSWAP* con factor gamma 3.3. Estas iteraciones a su vez permiten analizar el efecto de la altura máxima de ola en las cargas. Se emplean las mismas series temporales de viento en todas las iteraciones de un determinado estado de mar para capturar la importancia de la historia del oleaje. La generación de oleaje se logra a partir de un código propio [129] desarrollado por IHCantabria y la generación de viento se obtiene a partir del código TurbSim [109]. Los siguientes parámetros se analizan en cada iteración de estado de mar objetivo a fin de destacar las diferencias existentes entre cada una de ellas:

a) Parámetros estadísticos: altura de ola media (H_m), desviación típica de altura de ola (H_{std}), altura de ola media cuadrática (H_{rms}), altura de ola significativa (H_s), altura media de las 50 mayores olas (H_{50}), altura media de las 10 mayores olas (H_{10}), altura de ola máxima (H_{max}), valor medio de las crestas (H_{p_m}), valor significativo de las crestas (H_{p_s}), cresta máxima (H_{pM}), valor medio de los senos (H_{n_m}), valor significativo de los senos (H_{n_s}), seno mínimo (H_{nM}), periodo medio (T_m), periodo significativo (T_s) y la relación H_{max}/H_{m0} .

b) Parámetros espectrales: altura de ola significativa a partir del momento de orden cero (H_{m0}), periodo pico (T_p), periodo espectral con $n = 1$ (T_{m01}) y periodo espectral con $n = 2$ (T_{m02}).

Un análisis de estos parámetros para los estados de mar 2 y 6 se presenta en la Figura 138 y la Figura 139, respectivamente. Estas figuras destacan que parámetros agregados como H_s o H_{rms} presentan una variabilidad limitada mientras que otros indicadores individuales como H_{max} muestran una variabilidad significativa. Además, diferentes series temporales de oleaje (casos o iteraciones) del estado de mar 6 y su comparación con el espectro teórico se muestran en la Figura 140 a fin de demostrar que, desde el punto de vista energético del oleaje, todos los casos muestran características similares.

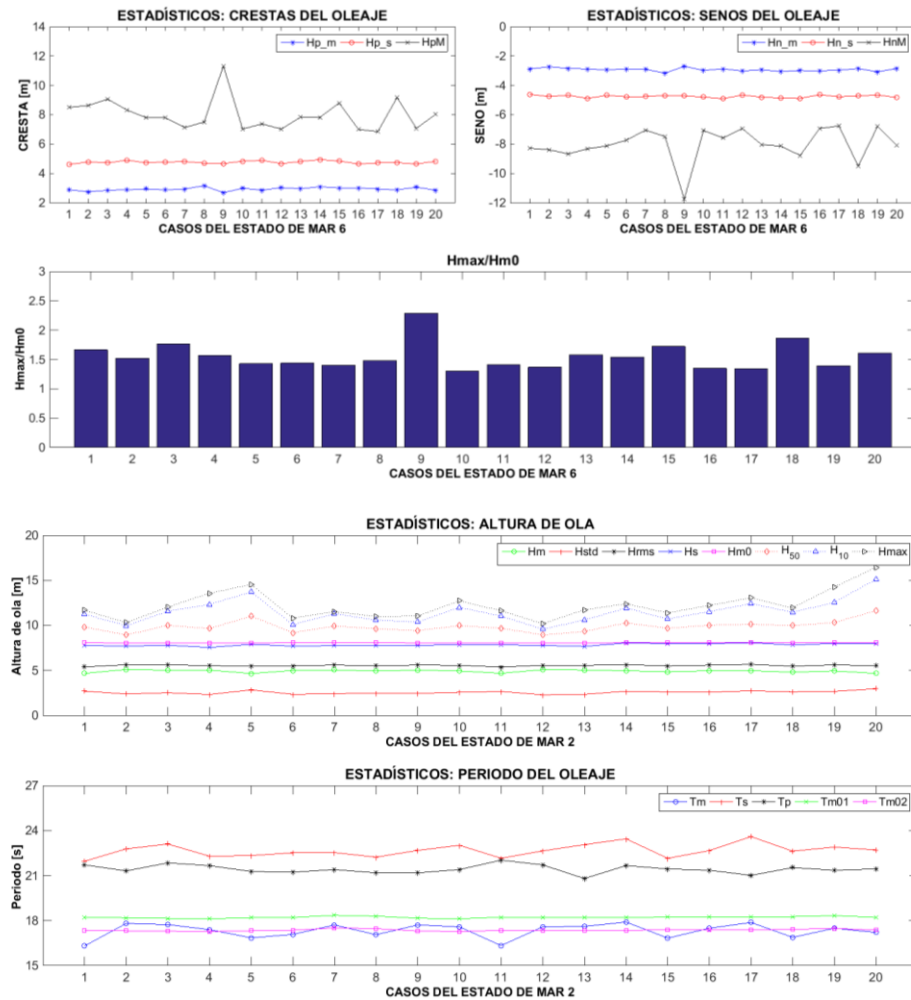


Figura 138. Parámetros para todos los casos del estado de mar 2.

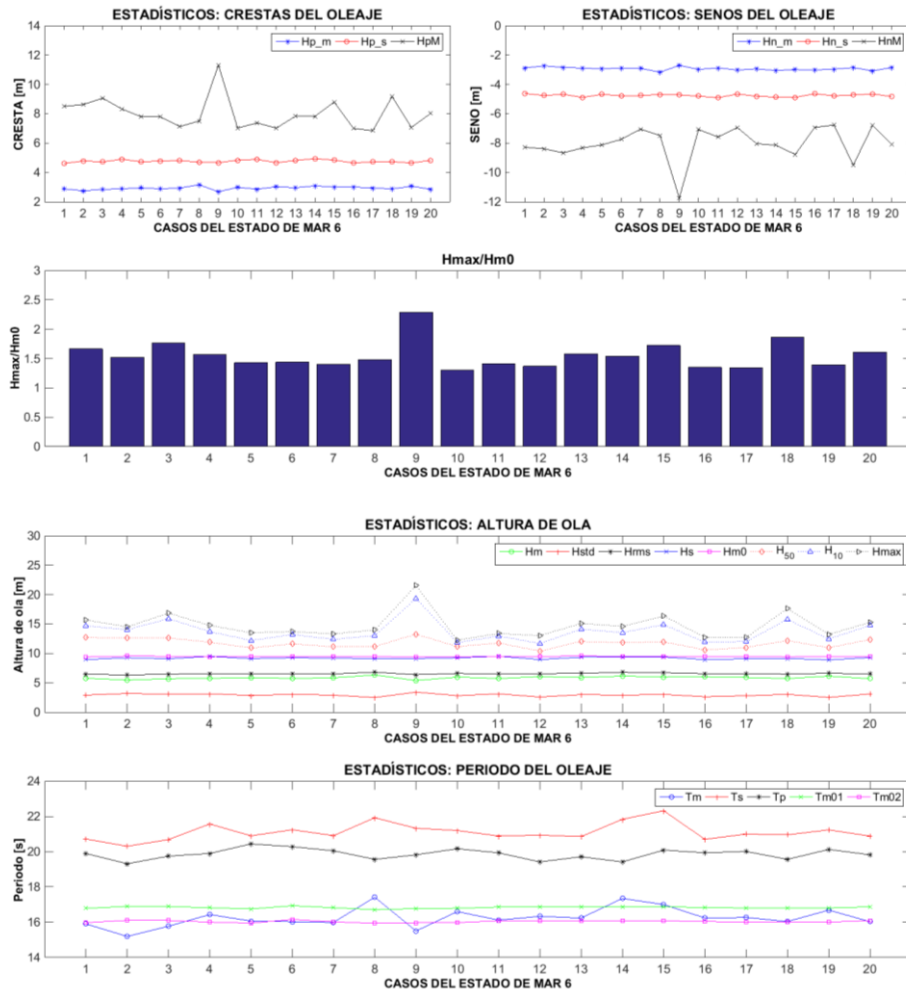


Figura 139. Parámetros para todos los casos del estado de mar 6.

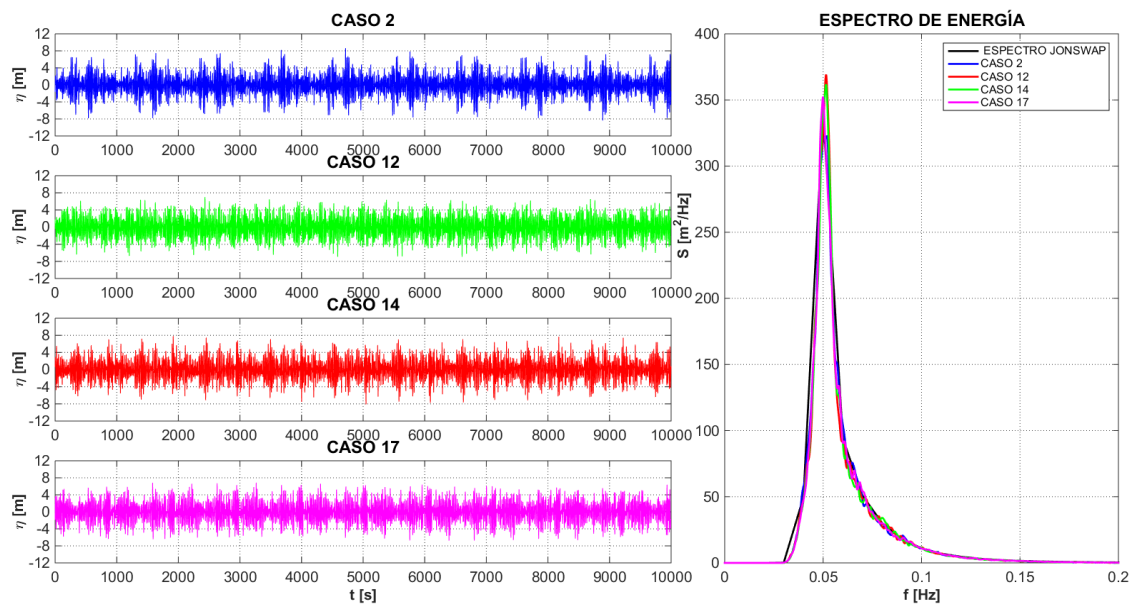


Figura 140. Historia temporal de oleaje para ciertos casos del estado de mar 6.

6.7.1.2 Importancia de la forma espectral del oleaje: espectros sintéticos & espectros reales

Se seleccionan cuatro estados de mar teniendo en cuenta la forma espectral del oleaje a partir de los datos suministrados por la boya Anteia (Figura 141): dos estados de mar de fondo-swell (estado de mar 1 y estado de mar 2), un estado de mar de viento-wind sea (estado de mar 3) y un estado de mar en calma (estado de mar 4). Cabe destacar las diferencias energéticas entre cada uno de los estados de mar seleccionados, así como la diferencia en la forma espectral de los espectros medidos por la boya con relación a los teóricos debido a la presencia de múltiples picos energéticos en el espectro.

El principal objetivo de esta selección es analizar la influencia de la definición espectral del oleaje en las cargas del sistema de fondeo. Para ello, se proponen diferentes definiciones espectrales de oleaje. En la Figura 141, la línea continua representa el espectro medido por la boya, la línea a trazos un espectro teórico *JONSWAP* con un factor gamma de 3.3 y, finalmente, la línea de puntos un espectro teórico *JONSWAP* con un factor gamma de mejor ajuste a los datos proporcionados por la boya.

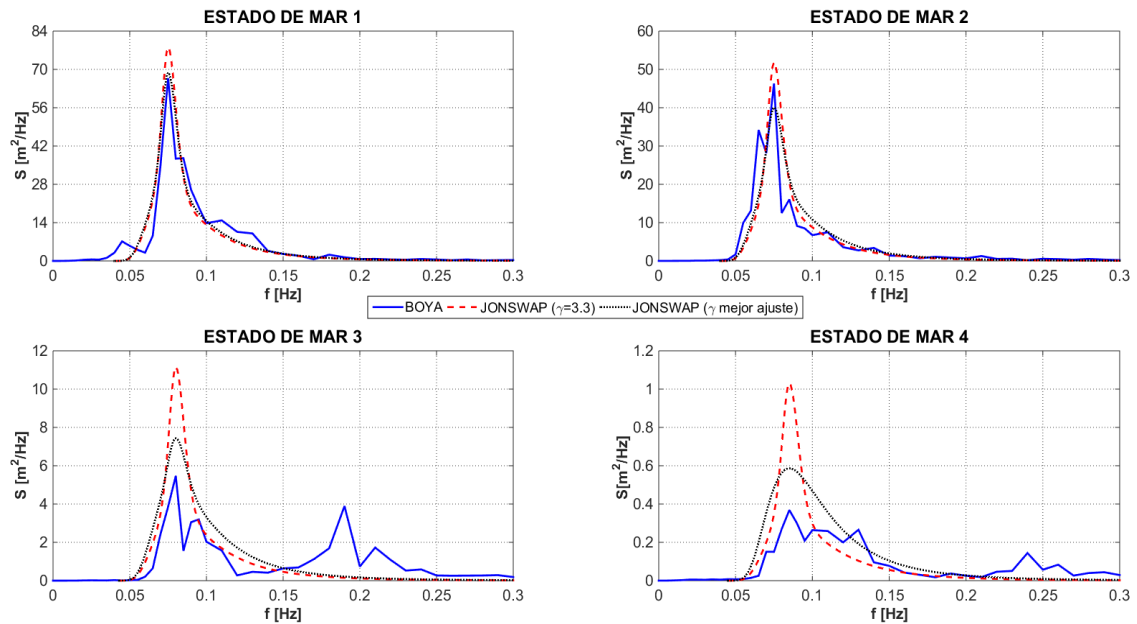


Figura 141. Diferentes aproximaciones espectrales para cada estado de mar seleccionado.

Considerando que la boya Anteia solo proporciona datos de oleaje, la boya Wavescan se utiliza para obtener la velocidad de viento concomitante con los estados de mar seleccionados a 10 m de la superficie libre del mar, obteniéndose la velocidad de viento a la altura de la nacelle a partir de las expresiones empíricas propuestas en [109] [110], lográndose así una representación más realista de los estados de mar locales. A partir de la altura de ola máxima y otros parámetros agregados del estado de mar medidos por la boya, se puede reconstruir un representativo estado

de mar para cada aproximación espectral de oleaje. Las características de los estados de mar seleccionados se definen en la Tabla 36. Para cada aproximación espectral, se generaron sintéticamente series temporales de oleaje y viento de acuerdo a los datos de la Tabla 36. La Tabla 37 muestra los parámetros obtenidos para cada aproximación espectral y estado de mar.

*Tabla 36. Parámetros metoceánicos de los diferentes estados de mar seleccionados.
Parámetros objetivo.*

ESTADO DE MAR	T_p (s)	H_{m0} (m)	H_{max} (m)	W (m/s)	Fecha hora	γ mejor ajuste
1	13.33	5.56	9.98	8.59	27/02/2017 23:32	2.63
2	13.33	4.53	7.50	8.40	06/03/2017 21:02	2.07
3	12.50	2.17	3.42	9.96	03/03/2017 17:02	1.55
4	11.76	0.68	1.12	1.56	13/04/2017 6:32	1.01

Tabla 37. Parámetros metoceánicos de los diferentes estados de mar reconstruidos para cada aproximación espectral.

ESTADO DE MAR	BOYA			JONSWAP 3.3			JONSWAP MEJOR AJUSTE		
	T_p (s)	H_{m0} (m)	H_{max} (m)	T_p (s)	H_{m0} (m)	H_{max} (m)	T_p (s)	H_{m0} (m)	H_{max} (m)
1	12.79	5.46	9.66	12.73	5.43	9.72	13.04	5.52	9.60
2	13.51	4.45	7.19	13.80	4.44	7.27	13.44	4.62	7.31
3	12.66	2.17	3.48	12.48	2.15	3.29	12.79	2.22	3.26
4	11.60	0.71	1.14	11.45	0.68	1.13	11.60	0.71	1.14

6.7.2 Análisis de los picos de carga del sistema de fondeo

A continuación, se analiza el comportamiento del sistema de fondeo acoplado a una plataforma eólica flotante atendiendo a tres tipos de incertidumbres: 1) el tipo de modelado numérico del sistema de fondeo 2) la influencia de la historia temporal de oleaje en las cargas 3) la influencia de la distribución de la energía del oleaje (forma espectral) en las cargas.

6.7.2.1 Importancia del modelado dinámico sobre el comportamiento de la línea de fondeo

La influencia de la historia de oleaje en los picos de carga se analiza usando un modelo cuasi-estático y un modelo dinámico para los siete estados de mar propuestos en la Tabla 35. En la Figura 142, se comparan los resultados obtenidos por ambos modelos para las tres líneas de fondeo de la plataforma semisumergible y el estado de mar 6 (caso 8). Las tensiones de las líneas de fondeo se muestran en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia. Se observa un comportamiento muy diferente ante ambos análisis. En general, el modelo cuasi-estático no

captura adecuadamente los picos de carga y subestima la energía del sistema de fondeo. Estas conclusiones son consecuencia de las propias limitaciones del modelo ya que desprecia las fuerzas de inercia y de arrastre que actúan sobre la línea de fondeo. Para cuantificar las diferencias apreciadas en la Figura 142 entre ambos modelos, se proponen los siguientes parámetros estadísticos: la tensión media de la serie temporal (T), la media de todos los picos de carga (T_c), el valor significativo de los picos de carga (T_s), el pico de carga máximo (T_{max}) y la media de los picos de carga seleccionados (T_{lp}) usando el método expuesto en 6.6. De la Figura 143 a la Figura 149 se muestran todos los parámetros enumerados anteriormente para cada estado de mar, línea de fondeo, modelo numérico y la totalidad de casos (iteraciones) considerados, un total de 20. Los resultados evidencian diferencias en la tensión media de aproximadamente el 5 %, entre ambos modelos numéricos, alcanzando diferencias de hasta el 45 % para los parámetros T_c y T_s . Las cargas máximas son subestimadas por el modelo cuasi-estático con respecto al modelo dinámico de acuerdo a los parámetros T_{max} y T_{lp} .

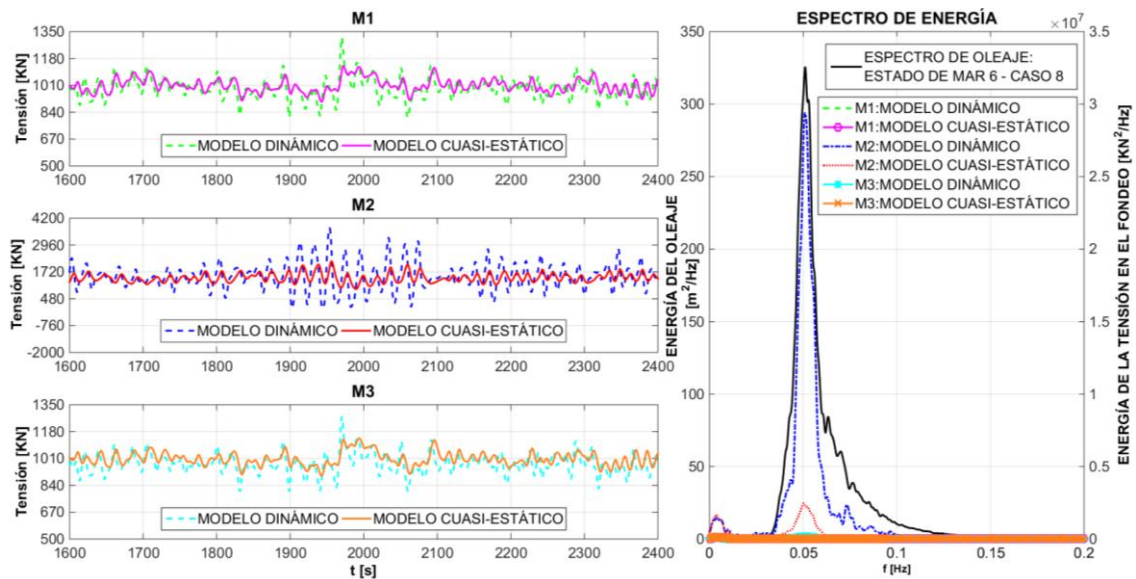


Figura 142. Comparación de la tensión entre el modelo cuasi-estático y el dinámico:
estado de mar 6-caso 8.

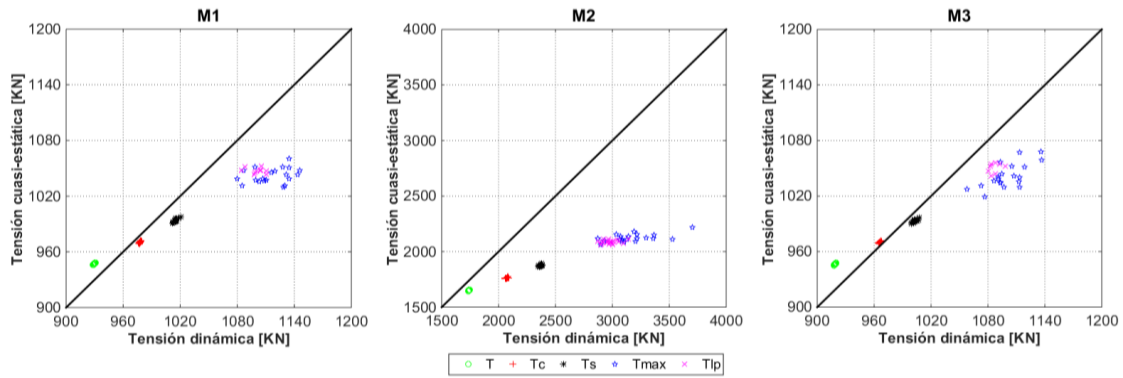


Figura 143. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 1.

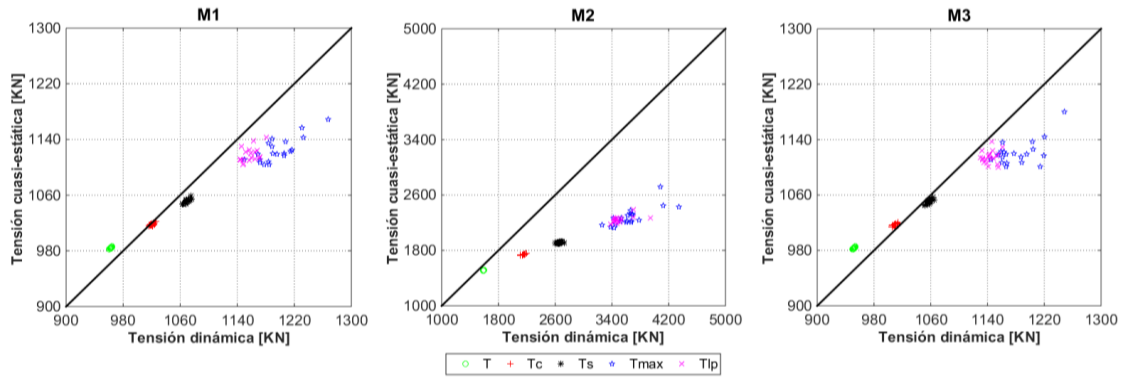


Figura 144. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 2.

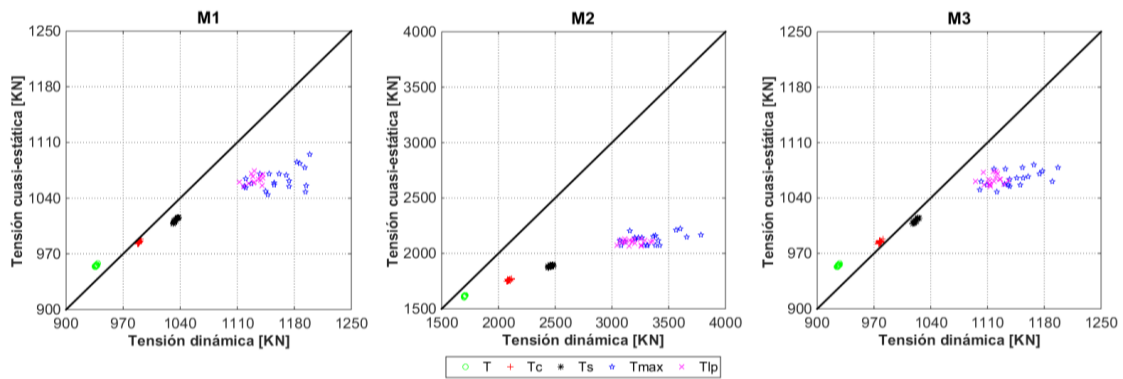


Figura 145. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 3.

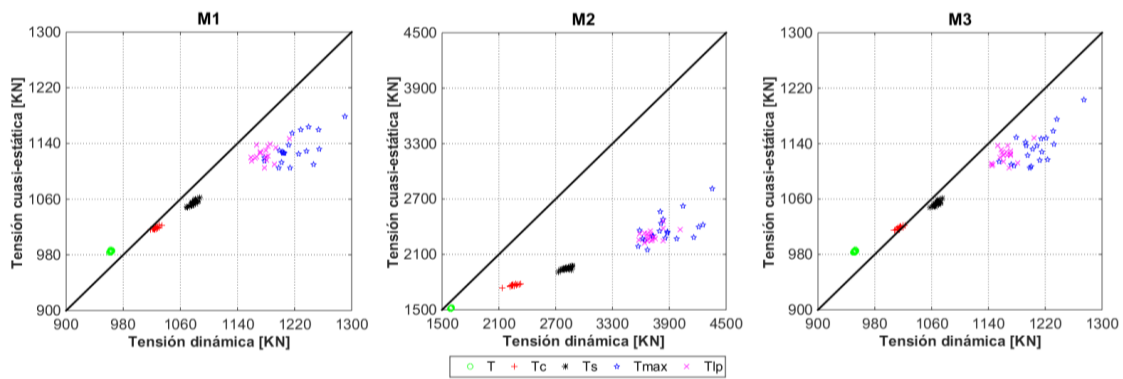


Figura 146. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 4.

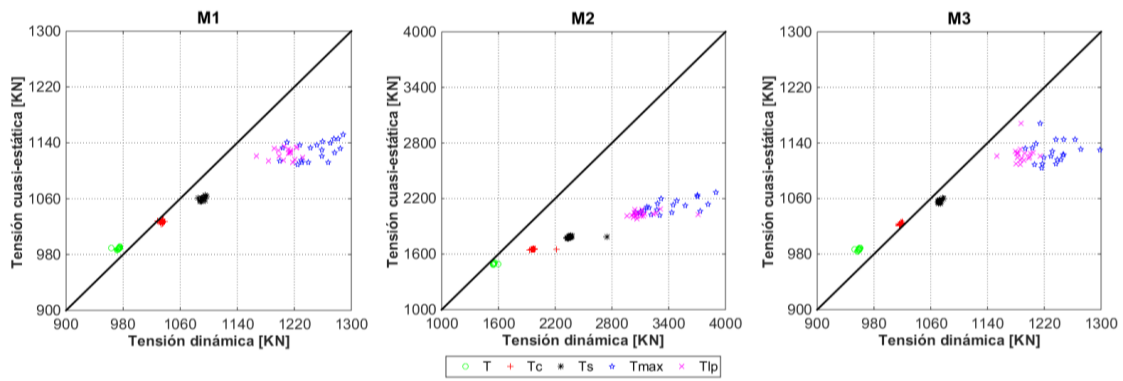


Figura 147. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 5.

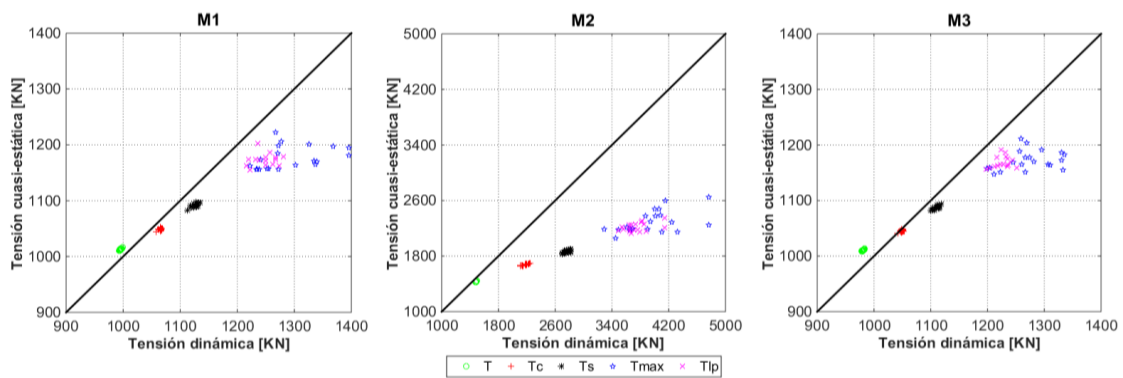


Figura 148. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 6.

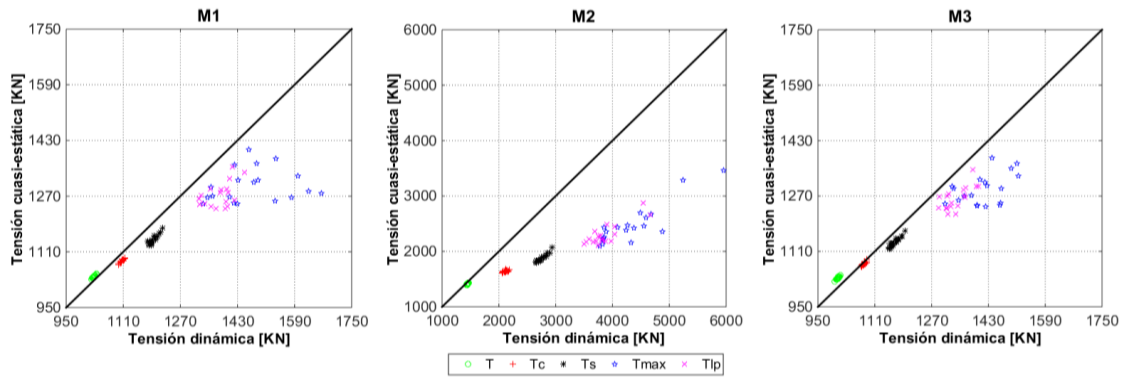


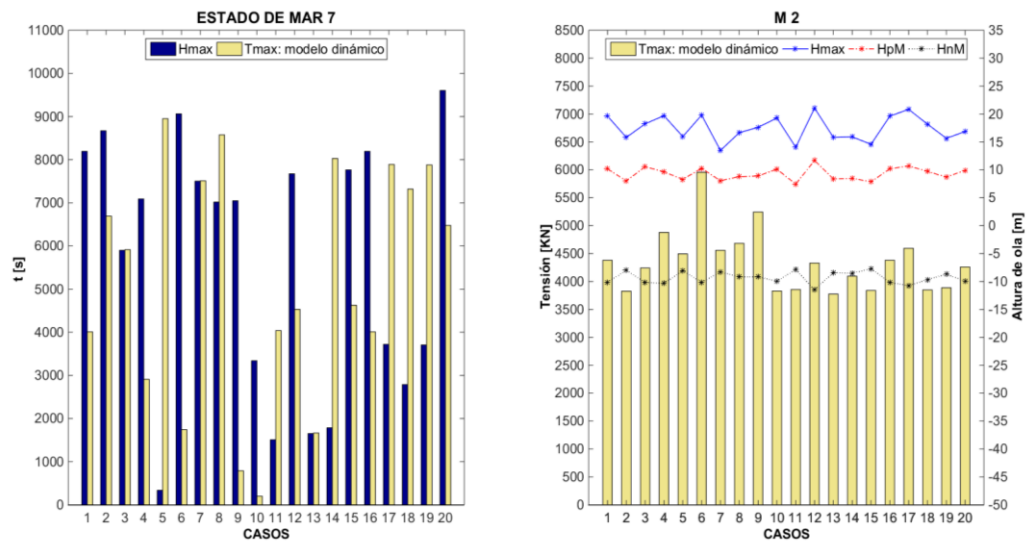
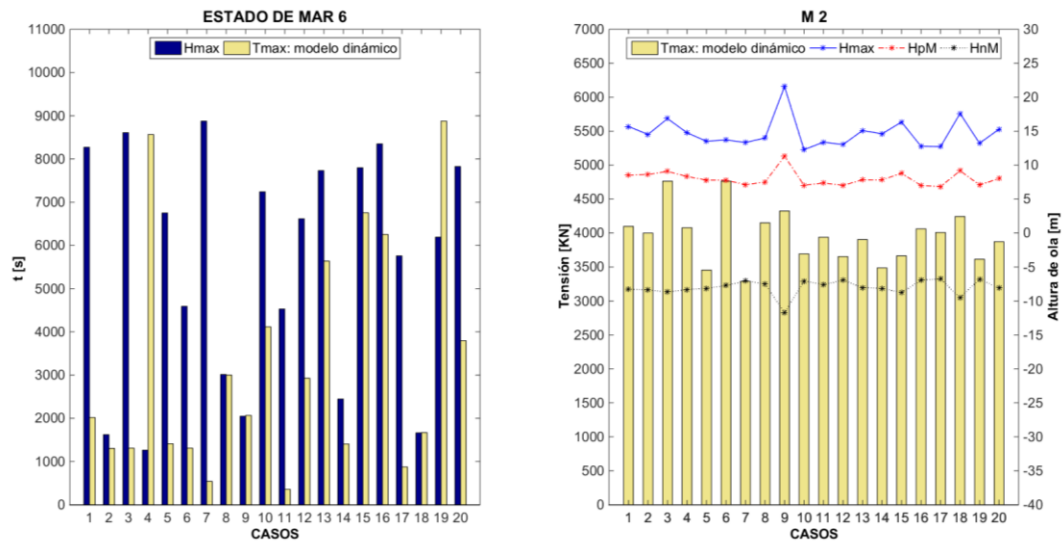
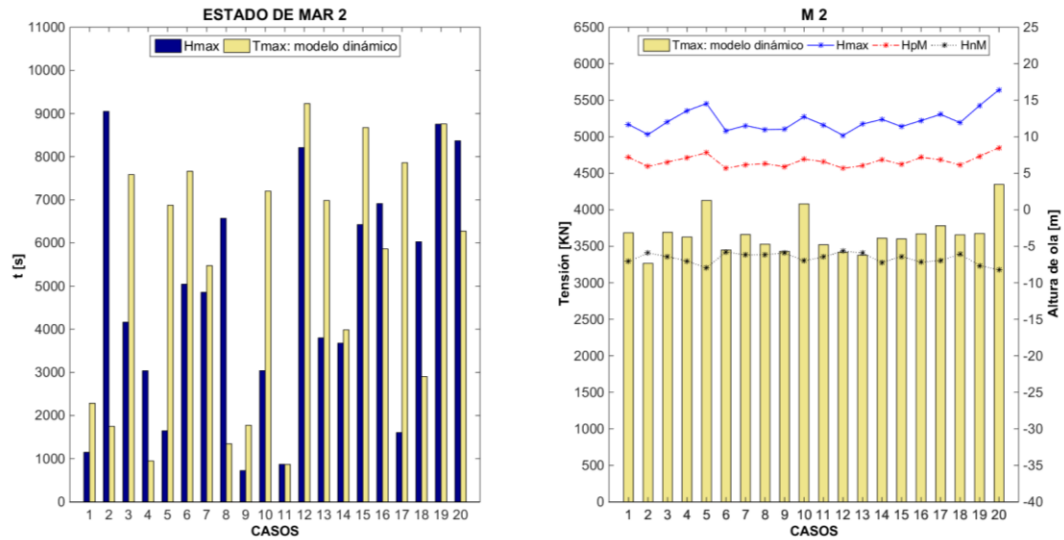
Figura 149. Comparación de los diferentes parámetros de carga en las líneas de fondeo: estado de mar 7.

6.7.2.2 Influencia de la historia de oleaje en las cargas

Una vez comprobado que las cargas máximas de la línea de fondeo son sólo modeladas correctamente con un modelo dinámico, a continuación, se evalúa cuál puede ser la influencia e importancia que tiene la historia de oleaje en las cargas del sistema de fondeo considerando los 20 casos propuestos para cada estado de mar.

Si se analizan las figuras del apartado anterior, atendiendo únicamente al eje de abscisas que representa las tensiones obtenidas a partir de un modelo dinámico, se puede comprobar que, aunque los parámetros estadísticos T , T_c y T_s presentan ratios de discrepancia relativamente bajos si se comparan los 20 casos propuestos para cada estado de mar, T_{max} y T_{lp} muestran mayores discrepancias. Estas diferencias son del orden del 58 % y del 33 % en la línea $M2$ para el estado de mar 7. Esta importante variabilidad en las cargas potencia y justifica la importancia del uso de métodos estadísticos para determinar la carga de diseño de la línea de fondeo.

En la Figura 150, Figura 151 y Figura 152 se representan, para los 20 casos representativos de los estados de mar 2, 6 y 7, la magnitud y el instante en que se producen las cargas máximas, en la línea de fondeo $M2$, y la altura de ola máxima. La altura de ola máxima y la tensión máxima se producen en diferentes instantes de tiempo por lo que la altura máxima no genera la mayor carga en el sistema de fondeo. Esta conclusión se refuerza con la gráfica de la derecha de estas mismas figuras donde se observa como alturas de ola similares (parámetros H_{max} , H_{pM} y H_{nM}) generan diferencias significativas de carga en la línea de fondeo $M2$. Por lo tanto, se puede concluir que la carga máxima registrada en la línea de fondeo está relacionada con la distribución de los grupos de ola y no con la altura de ola máxima. Debido a este fenómeno, la evaluación de la carga máxima en la línea de fondeo es un proceso complejo donde resulta necesario emplear métodos estadísticos para determinar la carga de diseño del sistema de fondeo.



Se han aplicado dos metodologías para evaluar la variabilidad de los picos de carga en la línea de fondeo: 1) a través de la técnica de selección de picos de carga 2) por medio de la carga máxima registrada en cada caso de estado de mar.

La técnica de selección de picos de carga muestra una importante variabilidad en la determinación de la carga extrema de la línea de fondeo. La Tabla 38 resume las cargas máximas, mínimas y las diferencias de carga con respecto a la carga máxima considerando todos los casos que componen cada estado de mar y todas las líneas de fondeo. Se obtienen diferencias de carga entre el 6 % y el 28 % en las líneas de fondeo menos cargadas y entre el 25 % y el 78 % para la línea más cargada. Análogamente, el mismo análisis se realiza para la metodología basada en la carga máxima. La Tabla 39 muestra el valor máximo, mínimo y la diferencia (%) de los 20 picos de cargas considerados en cada estado de mar. Como era de esperar, la diferencia de carga (%) es sensiblemente menor en comparación con los resultados encontrados en la metodología de selección de picos de carga ya que, en esta última selección, se incorporan datos próximos a los máximos, aunque sensiblemente menores. En este caso, resultan diferencias de carga entre el 6 % y el 25 % en las líneas de fondeo menos cargadas y entre el 22 % y el 58 % para la línea más cargada.

Tabla 38. Tensión máxima y mínima en todas las líneas de fondeo y estados de mar siguiendo el criterio de selección de picos de carga.

TENSIÓN MÁXIMA (kN)							
LÍNEA DE FONDEO	ESTADOS DE MAR						
	1	2	3	4	5	6	7
M1	1 146	1 268	1 199	1 290	1 289	1 396	1 665
M2	3 704	4 347	3 784	4 353	3 900	4 763	5 956
M3	1 137	1 248	1 197	1 275	1 298	1 335	1 514
TENSIÓN MÍNIMA (kN)							
LÍNEA DE FONDEO	ESTADOS DE MAR						
	1	2	3	4	5	6	7
M1	1 080	1 130	1 106	1 142	1 152	1 197	1 298
M2	2 835	3 258	3 002	3 472	2 902	3 126	3 331
M3	1 066	1 117	1 090	1 132	1 138	1 179	1 256
DIFERENCIA DE TENSIÓN CON RESPECTO A LA TENSIÓN MÍNIMA (%)							
LÍNEA DE FONDEO	ESTADOS DE MAR						
	1	2	3	4	5	6	7
M1	6	12	8	13	12	17	28
M2	31	33	26	25	34	52	78
M3	7	12	9	13	14	13	21

Tabla 39. Tensión máxima y mínima en todas las líneas de fondeo y estados de mar siguiendo el criterio de carga máxima.

TENSIÓN MÁXIMA (kN)							
LÍNEA DE FONDEO	ESTADOS DE MAR						
	1	2	3	4	5	6	7
M1	1 146	1 268	1 199	1 290	1 289	1 396	1 665
M2	3 704	4 347	3 784	4 353	3 900	4 763	5 956
M3	1 137	1 248	1 197	1 275	1 298	1 335	1 514
TENSIÓN MÍNIMA (kN)							
LÍNEA DE FONDEO	ESTADOS DE MAR						
	1	2	3	4	5	6	7
M1	1 080	1 150	1 119	1 178	1 199	1 222	1 334
M2	2 835	3 266	3 070	3 571	3 047	3 290	3 774
M3	1 066	1 145	1 100	1 155	1 193	1 190	1 307
DIFERENCIA DE TENSIÓN CON RESPECTO A LA TENSIÓN MÍNIMA (%)							
LÍNEA DE FONDEO	ESTADOS DE MAR						
	1	2	3	4	5	6	7
M1	6	10	7	10	8	14	25
M2	30	33	23	22	28	45	58
M3	7	9	9	10	9	12	16

Como se ha podido comprobar a lo largo de este apartado, existe una importante variabilidad e incertidumbre asociada a la determinación de la carga máxima de diseño de la línea de fondeo. Por ello, frecuentemente, se suelen usar métodos estadísticos para determinar la carga de diseño a partir de una determinada probabilidad de ocurrencia. Con este fin, se propone utilizar una distribución generalizada de valores extremos (*GEV*, generalized extreme value) para determinar las cargas de diseño del sistema de fondeo. En la Figura 153 y Figura 154 se muestra el ajuste a dicha distribución, en la línea *M2*, a partir de las cargas obtenidas empleando los dos métodos de evaluación de cargas: 1) a través de la técnica de selección de picos de carga 2) por medio de la carga máxima registrada en cada caso de estado de mar. Para chequear la calidad del ajuste y, por tanto, la validez de la distribución *GEV*, se incorpora una gráfica *Q-Q* (quantile-quantile). Como se puede comprobar, la calidad del ajuste entre la distribución *GEV* y la empírica es muy buena obteniéndose puntos cercanos a la diagonal. El ajuste de la serie de cargas siguiendo la metodología 1 es más preciso que la metodología 2 debido al número de datos disponibles, ya que la metodología 2 cuenta únicamente con 20 datos. A pesar de ello, se obtiene un coeficiente de correlación de 0.9786.

La normativa *DNV* [31] propone como carga de diseño el valor de la carga más probable de la distribución de cargas. El valor más probable (*MPM*, most probable maximum) de las cargas de acuerdo a cada metodología, estado de mar y línea de fondeo se presenta en la Tabla 40. En general, se obtienen diferencias menores al 9 % comparando ambas metodologías.

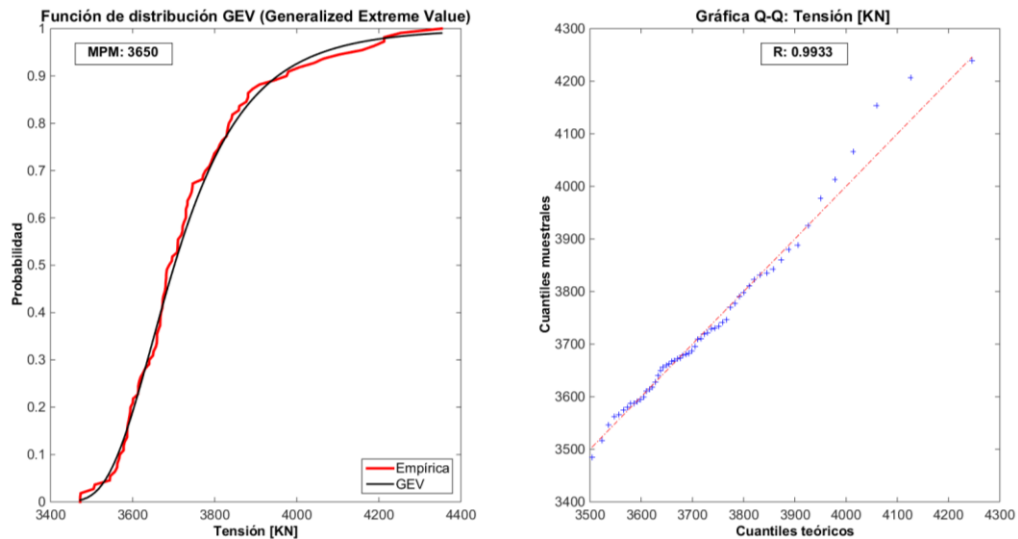


Figura 153. Ajuste de cargas (método 1) en la línea M2 para el estado de mar 4: empírica & GEV.

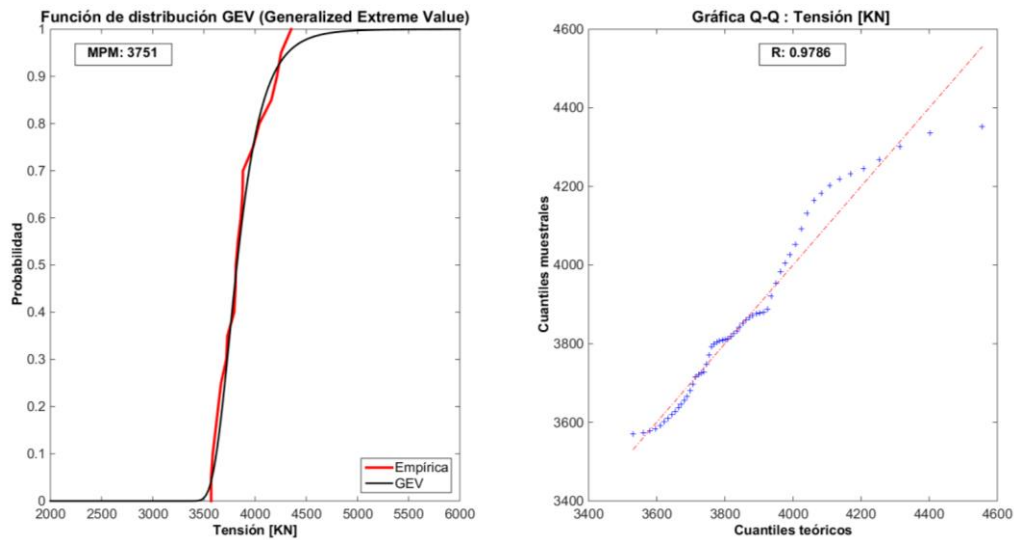


Figura 154. Ajuste de cargas (método 2) en la línea M2 para el estado de mar 4: empírica & GEV.

Tabla 40. Tensión MPM de acuerdo a cada metodología, estado de mar y línea de fondeo.

M1-MPM [kN]	ESTADOS DE MAR						
METODOLOGÍA	1	2	3	4	5	6	7
SELECCIÓN DE PICOS	1 089	1 143	1 121	1 161	1 202	1 225	1 346
CARGA MÁXIMA	1 127	1 187	1 180	1 209	1 268	1 256	1 452

M2-MPM [kN]	ESTADOS DE MAR						
METODOLOGÍA	1	2	3	4	5	6	7
SELECCIÓN DE PICOS	2 906	3 412	3 113	3 650	3 003	3 656	3 649
CARGA MÁXIMA	3 090	3 535	3 258	3 751	3 252	3 847	3 925

M3-MPM [kN]	ESTADOS DE MAR						
METODOLOGÍA	1	2	3	4	5	6	7
SELECCIÓN DE PICOS	1 074	1 130	1 105	1 147	1 178	1 212	1 321
CARGA MÁXIMA	1 100	1 166	1 142	1 200	1 224	1 296	1 436

Como se ha demostrado, el análisis de cargas en una línea de fondeo presenta una importante variabilidad directamente relacionada con la historia de oleaje del estado de mar. Este hecho hace que, desde el punto de vista de diseño de detalle, sea necesario realizar un análisis estadístico de cargas con la gran demanda de recursos que implica. No obstante, para un diseño inicial o de pre-dimensionamiento de la línea de fondeo es suficiente con determinar la carga máxima a partir de un factor de dimensionamiento y la carga media de la línea de fondeo, la cual puede obtenerse eficazmente a partir de un modelo estático de catenaria. Este método puede contribuir a reducir de forma significativa los recursos empleados en el diseño a la vez que mantiene cierto grado de conservadurismo y, por tanto, sujeto a futuras optimizaciones en etapas posteriores de diseño. La Tabla 41 propone diferentes factores de dimensionamiento de carga extrema, obtenidos a partir de la tensión media, de acuerdo a diferentes estrategias de operación de la turbina eólica. En general, se obtienen coeficientes entre 1.2-1.4 en la línea de fondeo menos cargada y entre 2.1-3.2 en la línea más cargada, alcanzándose coeficientes de 1.5 y 4.1 en estados de mar muy extremos.

Tabla 41. Factores de dimensionamiento de cargas extremas para diferentes estrategias de operación de una turbina flotante.

LÍNEA DE FONDEO	ESTADOS DE MAR						
	1	2	3	4	5	6	7
M1	1.2	1.3	1.3	1.3	1.3	1.4	1.6
M2	2.1	2.7	2.2	2.7	2.5	3.2	4.1
M3	1.2	1.3	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5

6.7.2.3 Influencia de la forma espectral en las cargas del sistema de fondeo

La evaluación de las cargas teniendo en cuenta la distribución espectral del oleaje, presentada previamente en la Figura 141 para las tres aproximaciones propuestas: datos experimentales medidos por boyas, *JONSWAP* con $\gamma = 3.3$ y *JONSWAP* con el mejor ajuste de γ , se ha realizado por comparación de: 1) los espectros de cargas en cada una de las líneas de fondeo 2) los percentiles obtenidos a partir de la función de distribución *GEV* de cargas de cada aproximación.

En la Figura 155, Figura 156 y Figura 157 se muestran los espectros de cargas obtenidos a partir de las tres aproximaciones propuestas del espectro de oleaje para las tres líneas del sistema de fondeo y los cuatro estados de mar considerados. En general, los diferentes enfoques espectrales capturan de manera satisfactoria la distribución frecuencial de las cargas. Sin embargo, se obtienen algunas discrepancias en la magnitud de la energía del espectro. Los estados de mar 1 y 2 pueden considerarse como estados de mar de fondo. Al ser la formulación *JONSWAP* un espectro representativo de este tipo de estados de mar, los resultados de cargas esperables deberían ser semejantes entre ambas aproximaciones. A pesar de que los resultados son similares,

se pueden observar ligeras discrepancias en los espectros de las diferentes líneas de fondeo. Esta diferencia puede explicarse por el hecho de que el espectro experimental presenta cantidades de energía diferentes en algunas frecuencias en comparación con el espectro *JONSWAP* teórico como se muestra en la Figura 141. Los espectros de los estados marinos 3 y 4 son representativos de estados de mar generados por viento local. Estos espectros se caracterizan por una menor cantidad de energía (apreciable, sobre todo, en el estado de mar 4) pero con una dispersión de frecuencias mayor. Debido a que la formulación *JONSWAP* considera una frecuencia dominante en el espectro, se espera que se produzcan mayores discrepancias en la distribución frecuencial de la energía en estos estados marinos. No obstante, los resultados evidencian resultados similares en el espectro de cargas del estado de mar 3 y diferencias apreciables en el espectro de cargas del estado de mar 4.

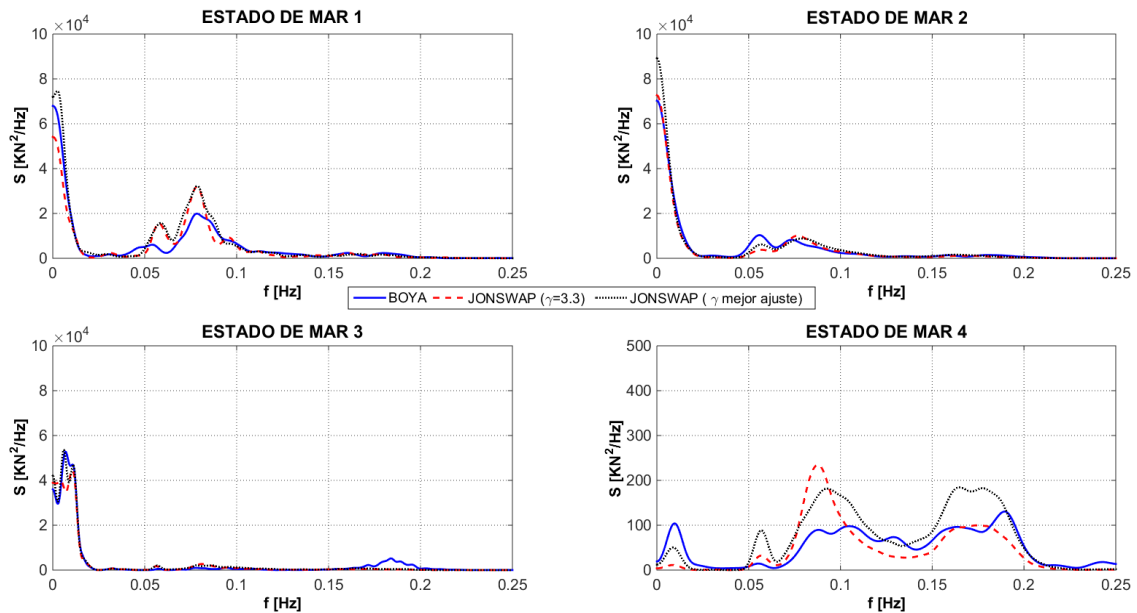


Figura 155. Comparación del espectro de cargas en todos estados de mar: M1.

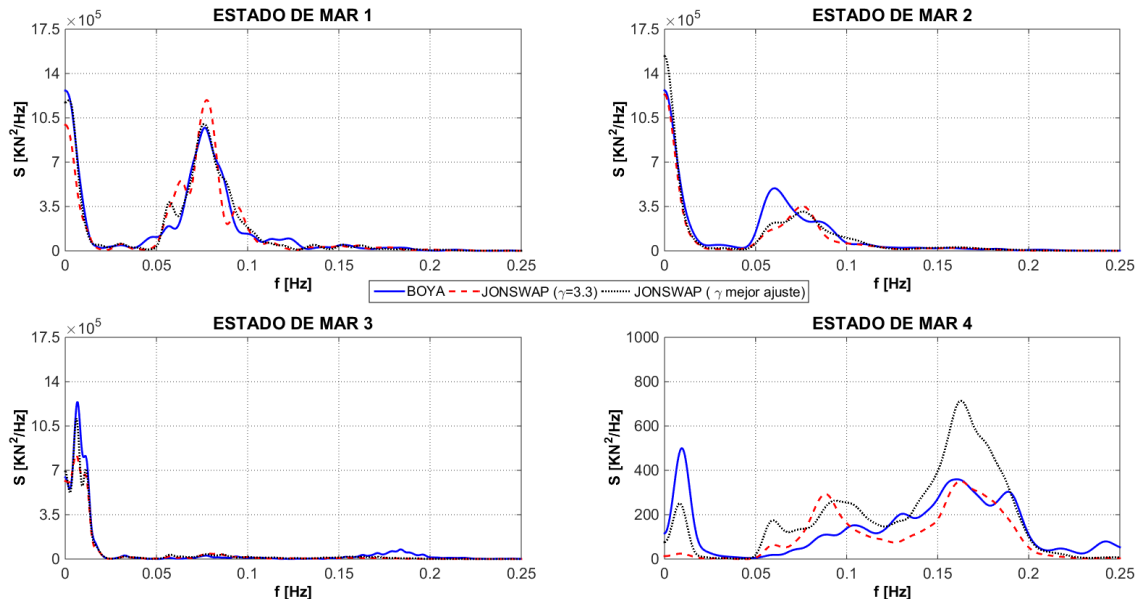


Figura 156. Comparación del espectro de cargas en todos estados de mar: M2.

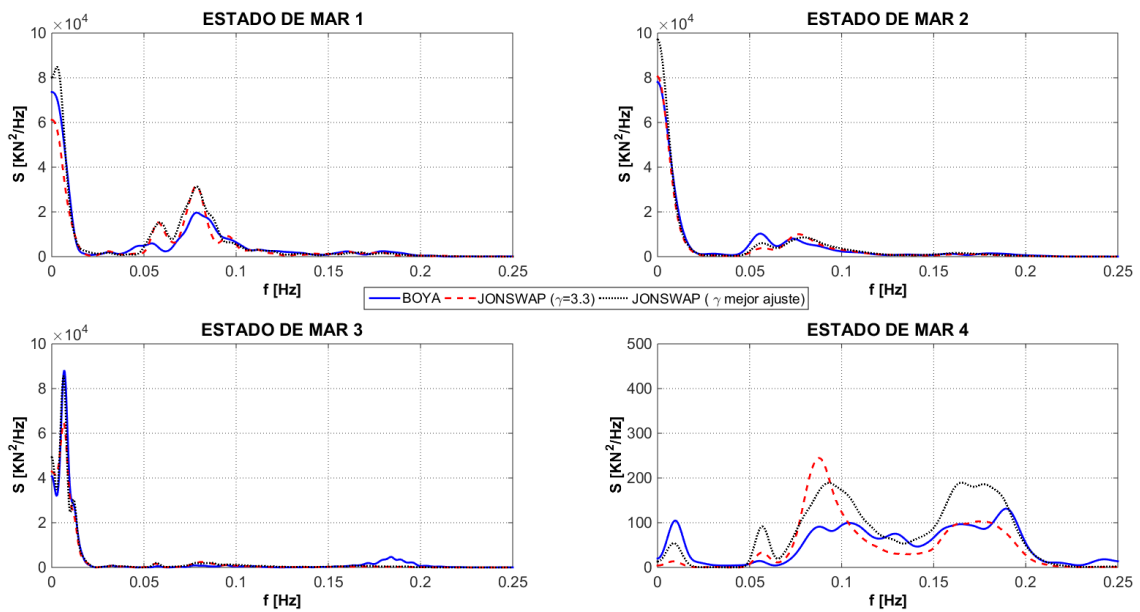


Figura 157. Comparación del espectro de cargas en todos estados de mar: M3.

A continuación, se realiza un análisis estadístico de las cargas de cada una de las líneas de fondeo considerando las diferentes aproximaciones espectrales de oleaje. Debido a que los espectros de oleaje medidos por la boya se corresponden con un periodo temporal de apenas 1800 s, se consideraron en este análisis todos los picos de carga proporcionados por la simulación numérica. Se utilizó una función de distribución *GEV* para ajustar la serie de cargas. En la Figura 158, Figura 159 y Figura 160 se comparan las diferentes funciones de distribución de cargas con su distribución empírica obteniéndose coeficientes de correlación de alrededor del 0.99 para cada aproximación y estado del mar. En general, el espectro experimental estima una mayor tensión en la línea de barlovento y, por tanto, subestima la tensión en las líneas sotavento con respecto a las aproximaciones *JONSWAP*. Estos resultados sugieren diferencias en la respuesta de la plataforma en el movimiento de surge. La Figura 161 muestra la posición media de la plataforma para cada estado de mar y aproximación de oleaje. Todos los estados de mar obtenidos a partir de datos experimentales presentan un mayor desplazamiento medio con respecto a las aproximaciones teóricas *JONSWAP*. Estos resultados evidencian la importancia de poder disponer de datos de oleaje experimentales en el diseño de la línea de fondeo.

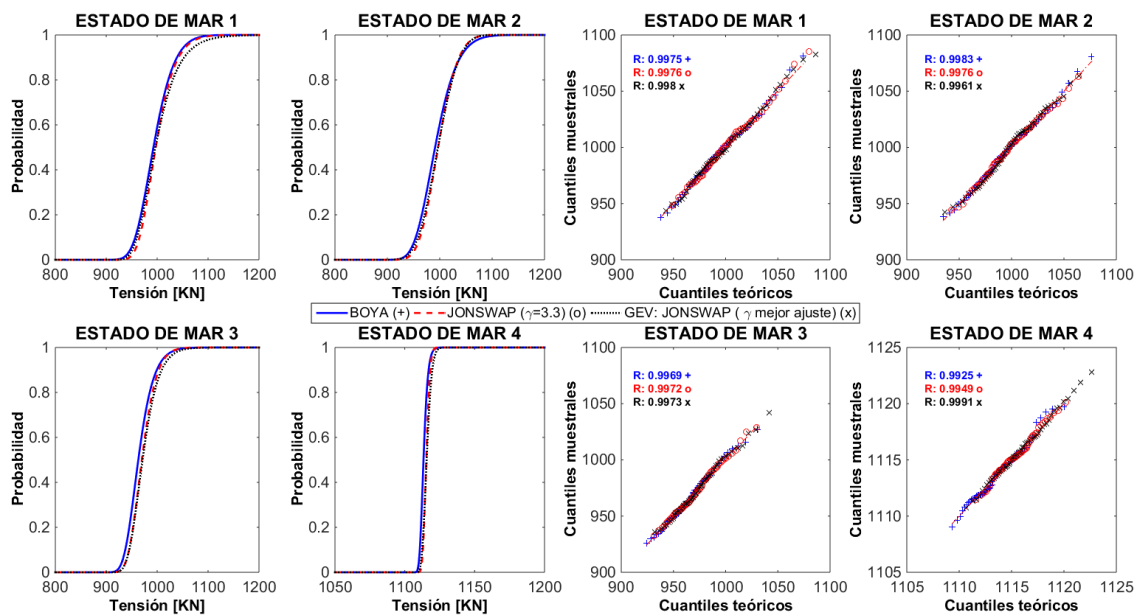


Figura 158. Comparación de la función de distribución de cargas en todos estados de mar: M1.

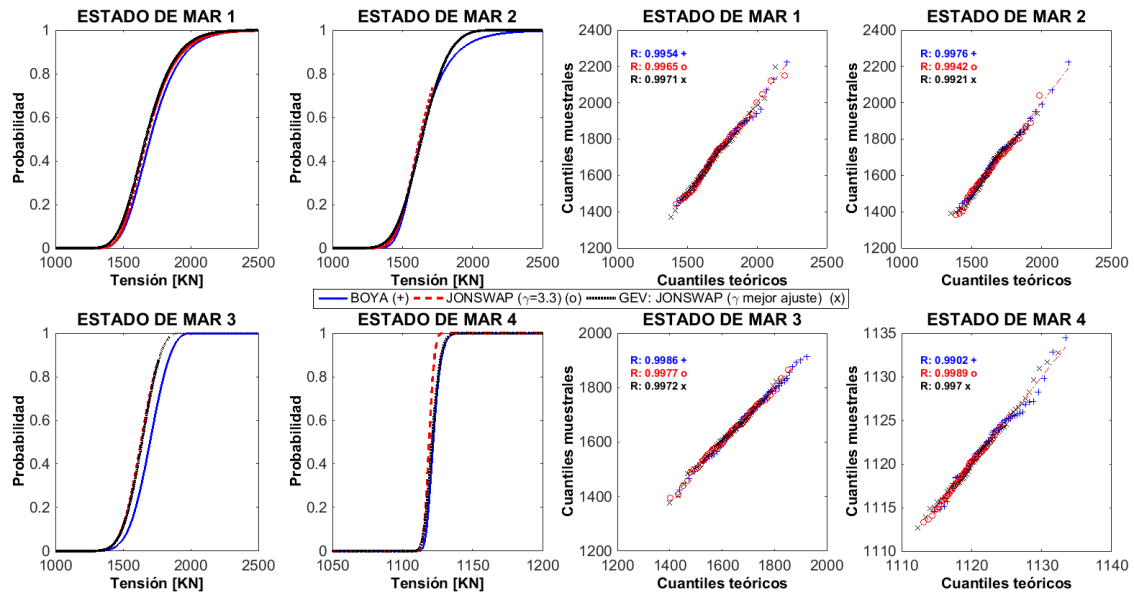


Figura 159. Comparación de la función de distribución de cargas en todos estados de mar: M2.

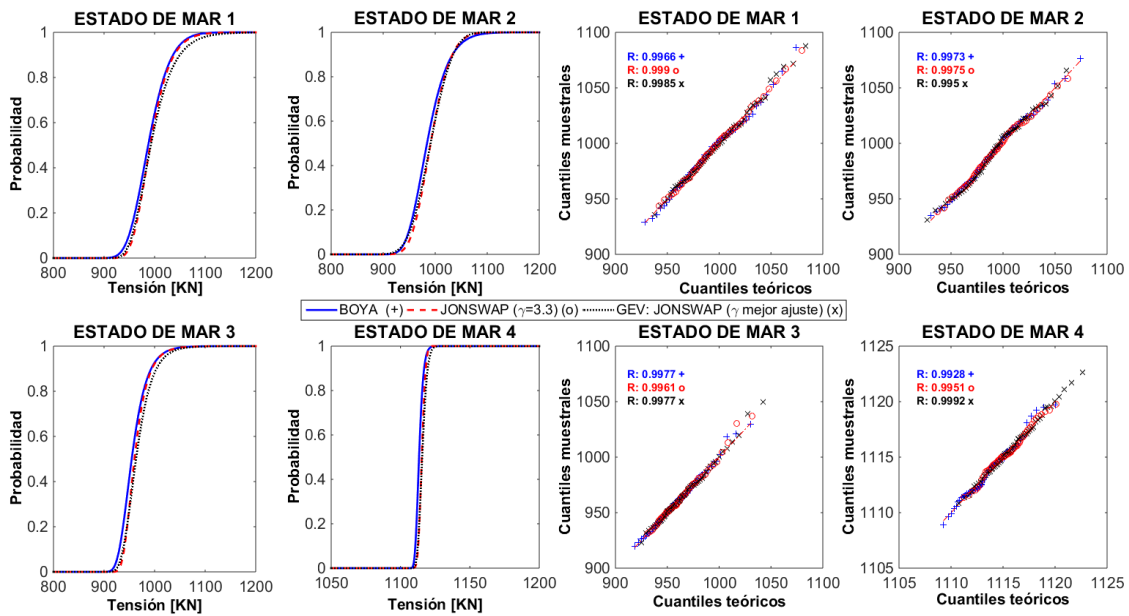


Figura 160. Comparación de la función de distribución de cargas en todos estados de mar: M3.

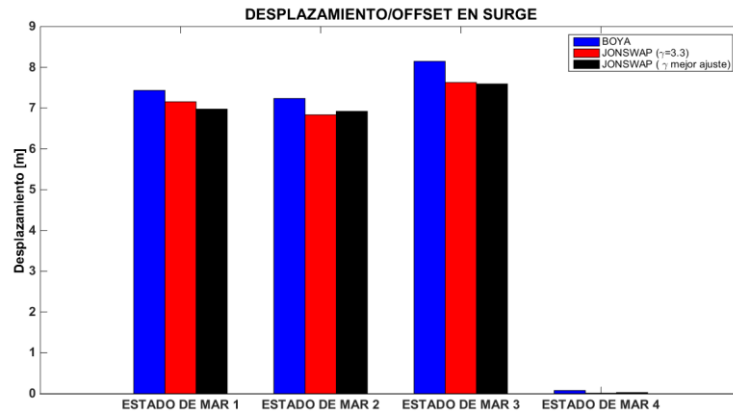


Figura 161. Offset o desplazamiento medio en surge para cada estado de mar y aproximación de oleaje.

Si se comparan cada una de las distribuciones de cargas obtenidas para cada aproximación espectral (Figura 158, Figura 159 y Figura 160), se pueden observar importantes discrepancias en las colas de las distribuciones. Con el propósito de evaluar y cuantificar estas diferencias, en la Figura 162 se muestran las diferencias en porcentaje entre los percentiles de carga de las aproximaciones teóricas *JONSWAP* y los datos experimentales para cada línea de fondeo y estado del mar. Los percentiles utilizados son 0.5, 0.9, 0.95 y 0.99. Valores positivos significan que las cargas estimadas por los espectros de *JONSWAP* son mayores que las estimadas por los datos experimentales y viceversa. En general, las cargas estimadas por el espectro *JONSWAP* se sobreestiman en las líneas de amarre *M1* y *M3* y se subestiman en la línea *M2* comparándolas con respecto a los datos experimentales. En particular, el espectro *JONSWAP* con $\gamma = 3.3$ sobreestima las cargas en las líneas *M1* y *M3* con valores de hasta el 2 % y la aproximación *JONSWAP* con el mejor ajuste de γ con valores de hasta el 4 %. La línea *M2* muestra diferencias de carga subestimadas de menos del 2 % y del 4 % para la aproximación *JONSWAP* con $\gamma = 3.3$ y el mejor ajuste de γ , respectivamente. Sin embargo, se obtienen diferencias de aproximadamente el 12 % en el percentil 0.99 en el estado de mar 2 para las dos aproximaciones *JONSWAP*. Los resultados muestran que se obtienen patrones similares entre las diferentes aproximaciones *JONSWAP* con diferencias menores del 3 % en la predicción de cargas. La suposición de un espectro teórico en lugar de un espectro real puede generar incertidumbres de hasta el 12 % según los estados del mar considerados en este trabajo.

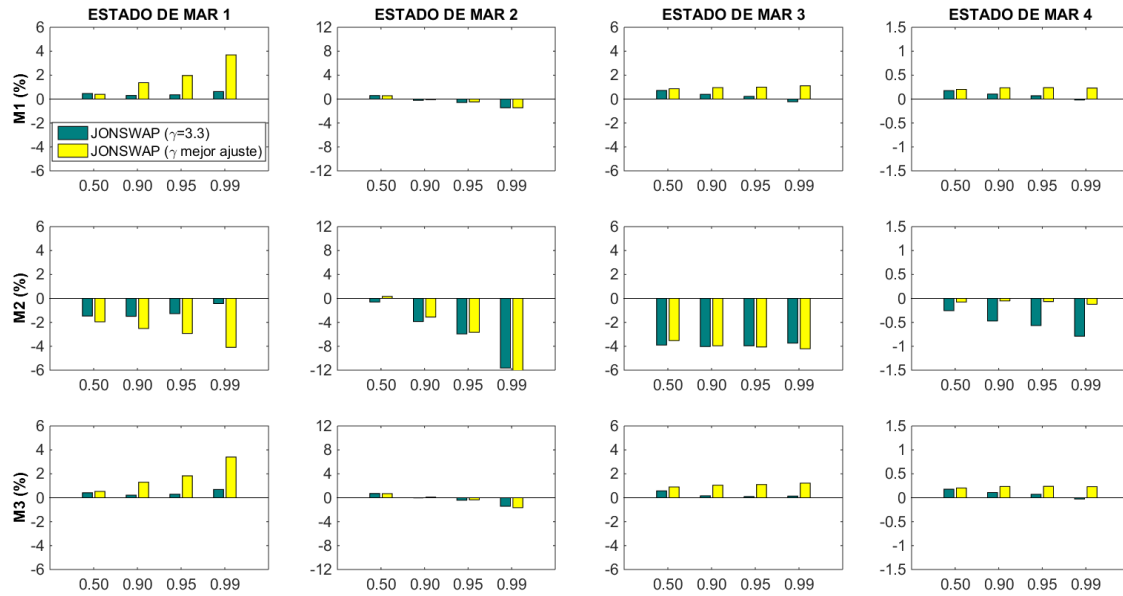


Figura 162. Diferencia (%) en los percentiles de tensión entre las aproximaciones teóricas JONSWAP y los datos experimentales.

6.8 Conclusiones y futuras líneas de investigación

En este Capítulo se describe una metodología para evaluar el impacto de las condiciones metoceánicas en las cargas del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante. Para ello, se implementa un modelo numérico acoplado capaz de reproducir las cargas del sistema de fondeo, las fuerzas aerodinámicas de la turbina de viento y las fuerzas hidrodinámicas sobre la plataforma flotante. Dicho modelo se calibra y valida a partir de ensayos de laboratorio, comparando tanto las tensiones registradas en las líneas de fondeo como los movimientos de la plataforma. La influencia del modelo numérico de fondeo (cuasi-estático o dinámico) se analiza en la estimación de cargas para eventos con un periodo de retorno de 50 años de acuerdo a la normativa vigente. Los modelos dinámicos son más precisos que los modelos cuasi-estáticos en la estimación de cargas extremas. En general, se encuentran diferencias de carga entre ambos modelos de aproximadamente el 5 % en parámetros de carga media alcanzando hasta un 70 % en parámetros de carga máxima.

La influencia de las condiciones metoceánicas en las cargas del sistema de fondeo se analizan desde dos puntos de vista. Por un lado, atendiendo a la historia temporal de oleaje, es decir, a la influencia de la distribución aleatoria de los grupos de ola en la serie temporal de oleaje y, por otra parte, a partir de la distribución energética por frecuencias del espectro de oleaje. Los estados de mar analizados en el primer caso, se seleccionan a partir de la técnica *i-FORM* para diferentes estrategias de control de la turbina y, en el segundo caso, de acuerdo a diferentes tipos de oleaje, mar de viento o mar de fondo, obtenidos a partir de mediciones experimentales proporcionadas por una boya.

Del análisis de la historia temporal de oleaje sobre las cargas del sistema de fondeo se concluye que existe una importante variabilidad que hace que sea necesario el empleo de técnicas estadísticas para determinar la carga de diseño del fondeo. Se obtienen diferencias de carga de entre el 6 % y el 28 % en las líneas de sotavento y entre el 25 % y el 78 % en la de barlovento si se considera la técnica de selección de picos de carga y de entre el 6 % y el 25 % en las líneas de sotavento y entre el 22 % y el 58 % en la de barlovento si se considera el método de la carga máxima. Las cargas obtenidas se ajustan a una función de distribución *GEV* y el máximo más probable (*MPM*) se define como la carga de diseño para cada estado de mar. Este método de análisis de cargas está orientado a un análisis de detalle de la línea de fondeo por lo que para dimensionamientos iniciales es bastante demandante en cuanto a recursos. Por ello, se proponen diferentes coeficientes de dimensionamiento frente a eventos extremos teniendo en cuenta los diferentes regímenes de operación de la turbina. Estos coeficientes, aunque son conservativos en relación a los métodos probabilistas, permiten tener una primera aproximación del dimensionamiento de la línea de fondeo sin necesidad de tener que calibrar inicialmente un modelo numérico y realizar un análisis detallado de la historia temporal del oleaje.

Por otra parte, se analiza la influencia que los espectros experimentales de oleaje pueden tener frente a espectros teóricos en las cargas de la línea de fondeo. En general, ambas aproximaciones captan de forma adecuada la distribución frecuencial de cargas. No obstante, se encuentran algunas discrepancias en la magnitud de la carga. En general, estas diferencias son menores del 4 % aunque en algún caso alcanzan el 12 %. Por tanto, es recomendable, siempre que sea posible, evaluar el comportamiento del sistema de fondeo con las características de oleaje propias del emplazamiento marino de la plataforma.

Entre las futuras líneas de investigación que se pueden incluir en este Capítulo cabría destacar la incorporación de la aleatoriedad del viento en la obtención de las cargas de fondeo. Este Capítulo se centra únicamente en evaluar el efecto que tiene la aleatoriedad del oleaje en las cargas del sistema de fondeo manteniendo las mismas series temporales de viento en todas las iteraciones de un mismo estado de mar (tanto en la definición del oleaje en el dominio del tiempo como en el de la frecuencia). Por tanto, incluyendo la aleatoriedad del viento junto con la del oleaje se podría obtener una definición más precisa de la variabilidad que pueden presentar las cargas de una línea de fondeo.

Los resultados obtenidos pueden constituir una fuente de información útil para poder realizar un pre-dimensionamiento inicial de una línea de fondeo frente a cargas extremas teniendo en cuenta la aleatoriedad del oleaje sin necesidad de tener que construir un modelo acoplado, calibrarlo y validarlo, aunque siempre contando que será necesario optimizarlo en fases posteriores.

CAPÍTULO 7

EVALUACIÓN A LARGO PLAZO DEL SISTEMA DE FONDEO DE UNA PLATAFORMA EÓLICA FLOTANTE: ANÁLISIS A FATIGA

7.1 Motivación y revisión del estado del arte

El sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante está sometido a cargas cíclicas causadas por la naturaleza del medio oceánico. Como consecuencia de la naturaleza de las cargas, el fenómeno de fatiga constituye un potencial mecanismo de fallo y, por tanto, debe evaluarse en la fase de diseño del sistema de fondeo. La rotura por fatiga se produce por la aplicación repetitiva y constante de cargas inferiores a la de rotura durante toda la vida útil del sistema de fondeo.

Se han llevado a cabo numerosas investigaciones desde los años ochenta para comprender y cuantificar el mecanismo de fallo por fatiga en eslabones de cadena de un sistema de fondeo. Van Helvoirt [130] realizó una campaña experimental para caracterizar la resistencia a fatiga en eslabones de cadena con contrete y conectores bajo ciclos de carga de alta frecuencia en ambiente marino. Lereim [131] presentó un estudio completo de la fiabilidad a largo plazo de las cadenas de un sistema de fondeo y propuso una curva $S-N$ en ambiente corrosivo asumiendo diferentes profundidades iniciales de fisura. El Instituto de Petróleo Americano (*API*, American Petroleum Institute) [132] elaboró una normativa en la que definía el daño a fatiga a partir de un rango de tensión normalizada proponiendo diferentes curvas $T-N$ en función del tipo de componente de la línea de fondeo obtenidas a partir de una serie de ensayos experimentales. Más tarde, Det Norske Veritas (*DNV*) [133] publicó diferentes curvas $S-N$ de diseño para estimar la vida a fatiga de diferentes tipos de materiales de uso convencional en líneas de fondeo. Estas dos normativas con sus últimas actualizaciones [31] [34] han sido ampliamente empleadas para el diseño a fatiga por la industria e investigadores [134] [135] [136].

Tal y como ha sido expuesto, las primeras investigaciones relacionadas con el diseño a fatiga se han centrado en determinar las curvas de fatiga que permiten un dimensionamiento seguro y adecuado del sistema de fondeo. Actualmente, la gestión de la integridad del sistema de fondeo es un tema relevante y de discusión entre investigadores e ingenieros. Temas como las tensiones residuales en los eslabones de la cadena, modos de carga anómalos en la línea de fondeo o los efectos de la corrosión a largo plazo muestran un mayor nivel de concienciación en la industria offshore. Martinez et al. [137] estimaron y cuantificaron cómo las tensiones residuales, generadas durante los procesos de fabricación, afectan a la vida a fatiga en los eslabones de una cadena de acuerdo a distintos modos de aplicación de las cargas. Rampi et al. [23] describieron un nuevo mecanismo de fallo por fatiga basado en la combinación de elevados niveles de pretensión y movimientos de la cadena que generan rotaciones y cargas de fatiga fuera del plano de flexión (*OPB*, out of plane bending). Una nueva curva *S-N* de diseño a fatiga fue propuesta teniendo en cuenta este fenómeno. Recientemente, Gabrielsen et al. [25] realizaron un análisis experimental de fatiga considerando la rugosidad, la corrosión y el efecto de la carga media de la línea de fondeo en eslabones de cadena recuperados de una plataforma flotante ubicada en el Mar del Norte. Sus resultados concluyeron que la degradación de la cadena reduce la capacidad a fatiga aunque evidenciaron que las muestras seguían manteniendo un nivel de seguridad elevado al situarse sus resultados por encima de la curva de diseño *S-N* propuesta en [31].

De acuerdo a la revisión del estado del conocimiento, se comprueba que se ha realizado un importante esfuerzo en evaluar y comprender los mecanismos que inducen el proceso de fatiga en el sistema de fondeo. Sin embargo, hasta ahora, no se ha realizado una evaluación detallada del fallo por fatiga a largo plazo que involucre toda la historia metoceánica observada durante un periodo igual al de la vida útil de la plataforma. Tradicionalmente, se selecciona un conjunto discreto de estados de mar para resumir las condiciones metoceánicas de largo plazo (matriz de ocurrencia) pero, quizás, esta selección afecte a la vida a fatiga del sistema de fondeo. En este Capítulo se propone una nueva metodología para estimar el daño a fatiga a largo plazo de un sistema de fondeo. Dicha metodología integra el impacto de la historia metoceánica registrada en una determinada localización marina, el acoplamiento de modelos numéricos (aerodinámicos, hidrodinámicos y de sistemas de fondeo) y las aproximaciones comúnmente aceptadas de evaluación del daño por fatiga combinadas con técnicas de selección y de interpolación no lineal de datos. Esta metodología permite, con un coste computacional bajo, reproducir el daño a largo plazo de una línea de fondeo y determinar su configuración más apropiada al tipo de plataforma flotante y ubicación propuesta. Adicionalmente, en este Capítulo también se comparan los resultados de diferentes curvas de diseño a fatiga propuestas por las normativas y se evalúa la importancia que otros procesos pueden tener en la evaluación del daño a fatiga como son la aleatoriedad de las variables metoceánicas, la corrosión y la pretensión de la línea de fondeo.

7.2 Metodología

La metodología seguida para evaluar el comportamiento a largo plazo del sistema de fondeo se resume en la Figura 163.

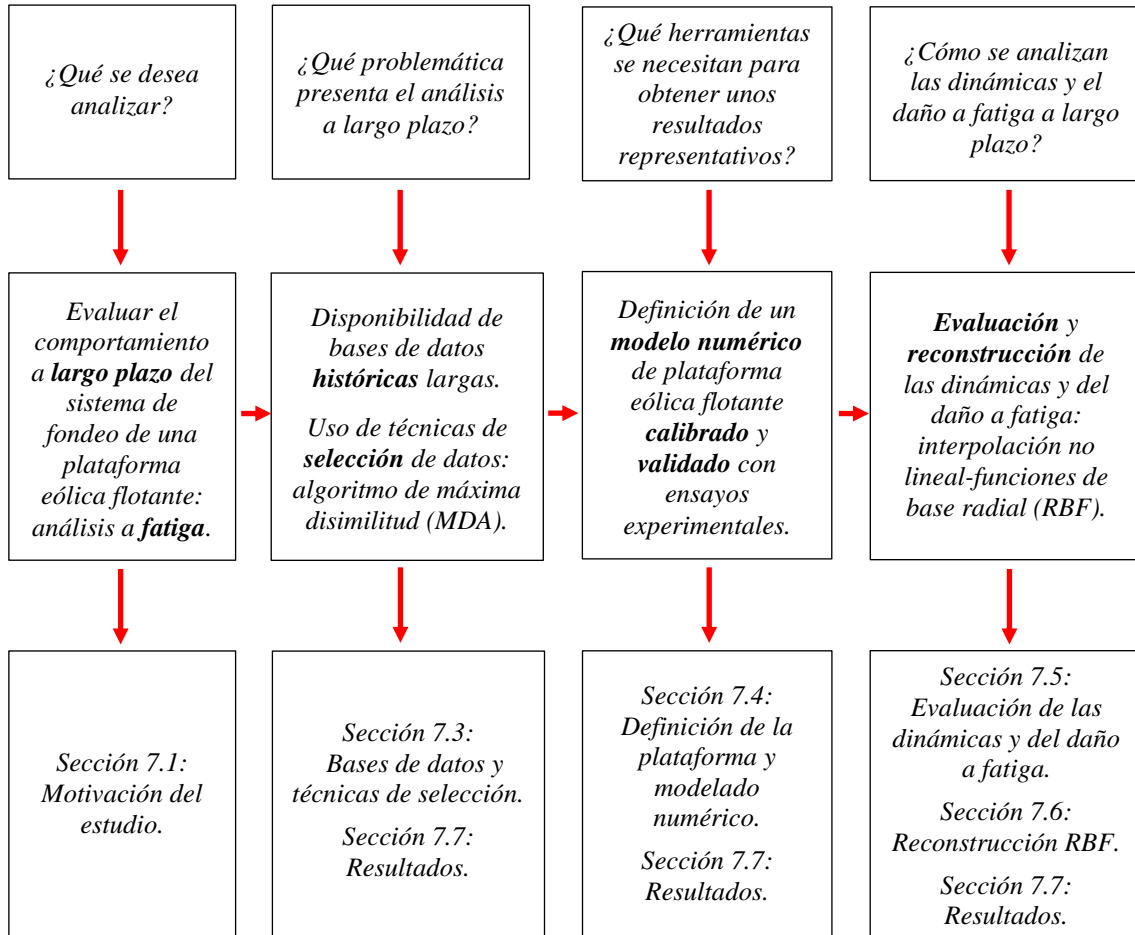


Figura 163. Metodología para el análisis a largo plazo del sistema de fondeo.

7.3 Definición de la localización objetivo. Bases de datos y técnicas de selección de datos

La ubicación de la plataforma para el análisis a largo plazo del sistema del fondeo es la misma que la presentada en la Sección 6.3 y la base de datos empleada es la descrita en la Sección 6.3.1.

El objetivo de las técnicas de selección es reducir la gran cantidad de datos proporcionados por las bases de datos históricas en un representativo subconjunto de datos, de menor dimensión que el original, pero manteniendo la variabilidad y representatividad de la base de datos original. Se emplea el algoritmo de máxima disimilitud (MDA, maximum dissimilarity algorithm) [99] para seleccionar este subconjunto representativo de datos. Cada muestra de este subconjunto representa un estado de mar definido a partir de cinco variables: H_s , T_p , α , W y β (altura de ola significativa, periodo de pico, dirección de oleaje, velocidad de viento y dirección de viento, respectivamente).

A partir de una base de datos H con I estados de mar, $h_{ii} = \{h_1, h_2, \dots, h_I\}$, se selecciona un representativo subconjunto de datos O con J estado de mar, $o_{ij} = \{o_1, o_2, \dots, o_J\}$, siendo $J < I$. La selección comienza a partir de un estado de mar inicial elegido de la base de datos H . En el presente trabajo, se ha seleccionado como estado de mar inicial el que contiene la mayor altura de ola significativa. El resto de los estados de mar son iterativamente seleccionados, calculando la disimilitud entre cada estado de mar que permanece en la base de datos original y los estados de mar incorporados al nuevo subconjunto de datos, incorporando el estado de mar más diferente al nuevo subconjunto de datos. Durante la ejecución del algoritmo, el subconjunto O está formado por R estados de mar, $o_{rr} = \{o_1, o_2, \dots, o_R\}$, con $R < J$. La selección termina cuando el algoritmo logra el tamaño de estados de mar requeridos, J . La disimilitud (d_i) se evalúa por medio de la norma circular euclídea ($\| \cdot \|$) entre los vectores h y o . El valor de disimilitud adoptado se toma según la definición dada por Polinsky [138]:

$$d_i = \min \left\{ \begin{array}{l} \|h_{ii} - o_{R-1}\| \\ \min \|h_{ii} - o_{rr}\|; \quad rr = 1, \dots, R-2 \end{array} \right. \quad (98)$$

7.4 Definición y modelado numérico de la plataforma eólica flotante

La plataforma eólica flotante seleccionada es la misma que fue descrita en la Sección 6.4. No obstante, como uno de los objetivos de este Capítulo es determinar la línea de fondeo más adecuada para soportar las cargas generadas por los estados de mar durante el periodo de vida útil de 30 años, desde el punto de vista del daño a fatiga, se proponen diferentes líneas de fondeo de diseño según se muestran en la Tabla 42. Las características de estas líneas de fondeo han sido obtenidas a partir del catálogo de un fabricante de eslabones de cadena [139] para que el diseño sea lo más realista posible. En la Figura 164, se muestra la catenaria formada para cada una de las líneas de fondeo propuestas en la Tabla 42.

Tabla 42. Propiedades de las diferentes líneas de fondeo propuestas.

SISTEMA DE FONDEO	PESO (kg/m)	PRETENSIÓN (kN)	DIÁMETRO DEL ESLABÓN (mm)	DIÁMETRO EQUIVALENTE (m)	RIGIDEZ AXIAL (N)	RESISTENCIA MÍNIMA A ROTURA R4S (N)
1	92	811	68	0.1199	5.43E+08	5 420 364
2	125.6	1 112	79	0.1398	7.45E+08	7 200 284
3	200	1 770	100	0.1763	1.16E+09	10 944 000
4	308	2 735	124	0.2186	1.77E+09	15 930 028
5	462	4 117	152	0.2679	2.62E+09	22 363 193
6	634	5 675	178	0.3138	3.55E+09	28 664 642

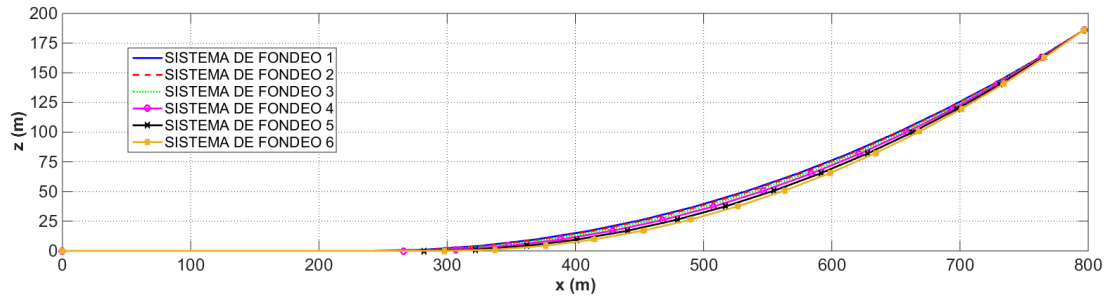


Figura 164. Vista en perfil de la catenaria formada por cada una de las líneas de fondeo propuestas en la Tabla 42.

7.4.1 Descripción del modelo numérico de la plataforma eólica flotante

El modelo numérico empleado en la evaluación del daño a fatiga del sistema de fondeo de la plataforma eólica flotante es el mismo que fue introducido en la Sección 6.5.1 con la diferencia del modelo aerodinámico de turbina adoptado. Se seleccionó el modelo dinámico para estimar el comportamiento de la línea de fondeo a largo plazo debido a las deficiencias mostradas por el modelo cuasi-estático en la respuesta de la línea de fondeo, descritas en el Capítulo 6 [140].

En el Capítulo 6, las fuerzas aerodinámicas se evalúan a partir de la teoría del momento del elemento de pala (*BEMT*, blade element momentum theory). Debido a que el análisis a fatiga requiere una elevada cantidad de simulaciones, se implementa una simplificación del modelo aerodinámico con el fin de reducir su coste computacional, pero manteniendo un nivel de precisión suficiente en la estimación de las cargas aerodinámicas según se deduce de las validaciones presentadas en la Sección 7.4.2. El modelo aerodinámico implementado en este Capítulo es un modelo cuasi-estático que calcula la fuerza de empuje (T_{rotor}) por medio de un coeficiente de empuje (C_T) definido a partir de la velocidad relativa de viento vista por el rotor [117] [141]. Se asume que la componente normal al rotor solo proporciona empuje y que la nacelle está siempre alineada con la dirección principal del viento. El empuje y los coeficientes de empuje se obtienen a partir de simulaciones realizadas con *FAST* [142] considerando diferentes velocidades de viento, tanto constante como turbulento, aplicadas sobre el rotor de la turbina en una torre fija y rígida. Se simulan diez iteraciones por velocidad de viento turbulento y se adoptan valores medios del empuje y del coeficiente de empuje como valores representativos de esa velocidad. La Figura 165 muestra la fuerza de empuje y el coeficiente de empuje para diferentes velocidades de viento considerando velocidades de viento constante (empuje estático y coeficiente de empuje estático) y velocidades de viento turbulento (empuje dinámico y coeficiente de empuje dinámico). Comparando ambas aproximaciones, se observa una importante discrepancia en la estimación del empuje entre 9.5 m/s y 12.5 m/s siendo mayor para velocidad constante que para velocidad turbulenta no encontrándose diferencias significativas para el resto de velocidades de viento.

La ley de coeficientes de empuje adoptada es la obtenida a partir del viento turbulento (coeficiente de empuje dinámico). Las curvas de empuje han sido obtenidas utilizando un controlador convencional de turbina y no un controlador offshore. Estas curvas tienen una pendiente negativa para vientos sobre la velocidad nominal y, quizás, introducen un amortiguamiento negativo en la frecuencia natural de pitch [143]. Por ello, se implementa un filtro para eliminar la contribución de la frecuencia natural de pitch en la velocidad relativa de viento y así evitar este fenómeno [117] [141] antes de evaluar la fuerza de empuje de acuerdo a la Figura 165. Finalmente, se incorpora una transición suave de la curva de empuje a partir de 25 m/s hasta que la turbina se detiene. La velocidad relativa de viento vista por el rotor y la fuerza de empuje pueden ser formuladas siguiendo las siguientes ecuaciones:

$$\vec{v}_{rotor} = \vec{v} - (\vec{v}_{SL} + \vec{\omega}_{SL} \times \vec{r}_{SL-rotor}) \quad (99)$$

Siendo \vec{v}_{rotor} la velocidad relativa del viento vista por el rotor, \vec{v} la velocidad de viento no perturbada, \vec{v}_{SL} la velocidad de la plataforma en la superficie libre, $\vec{\omega}_{SL}$ la velocidad angular de la plataforma, y $\vec{r}_{SL-rotor}$ el vector posición entre la superficie libre y el eje del rotor en el centro de la torre.

$$T_{rotor} = \frac{1}{2} A_{rotor} \rho_a C_T v_{rotor}^2 \quad (100)$$

Siendo T_{rotor} la fuerza de empuje, A_{rotor} el área del rotor, ρ_a la densidad del aire y C_T el coeficiente de empuje.

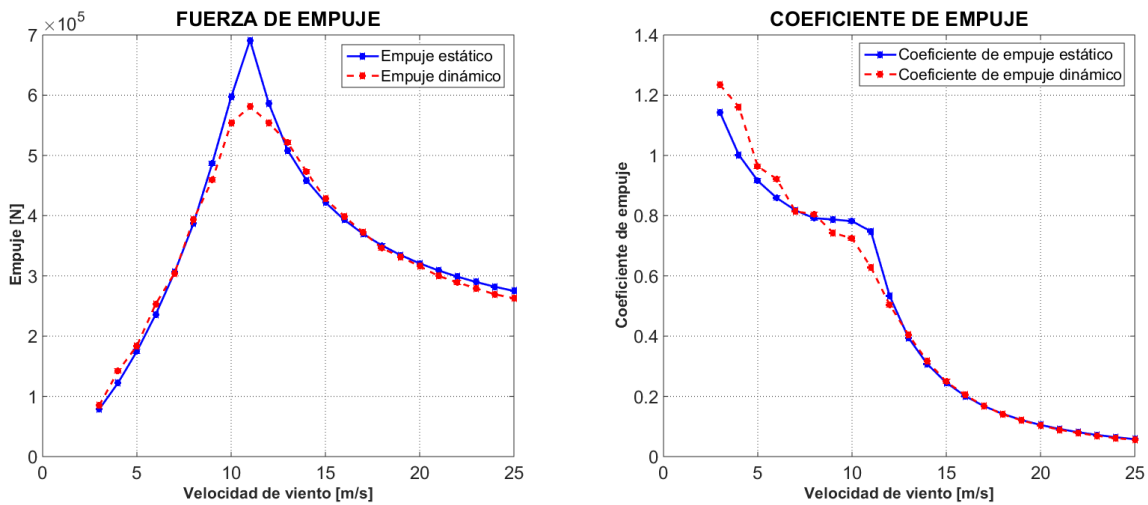


Figura 165. Empuje y coeficiente de empuje para diferentes velocidades de viento.

7.4.2 Validación del modelo numérico de la plataforma eólica flotante

Una completa validación del modelo numérico se realizó en el Capítulo 6. No obstante, se presenta una nueva validación debido a la implementación del nuevo modelo numérico aerodinámico basado en una tabla de coeficientes de empuje. Las validaciones que se muestran a continuación son sólo, por tanto, para ensayos de oleaje con viento. En dichas validaciones, se compara la respuesta de la línea de fondeo en el fairlead (movimientos y tensiones) utilizando diferentes modelos aerodinámicos: uno basado en la teoría del momento del elemento de pala (*BEMT*) y otro basado en una tabla de coeficientes de empuje obtenida para una velocidad de viento constante (modelo de viento cuasi-estático) y una velocidad de viento turbulenta (modelo de viento cuasi-dinámico). Las validaciones incluyen oleajes operacionales con viento constante (Figura 166 y Figura 167) y viento turbulento (Figura 168 y Figura 169), oleajes de diseño con viento constante (Figura 170 y Figura 171) y ensayos de oleaje con ruido blanco y velocidad constante (Figura 172 y Figura 173). En general, los resultados obtenidos entre los diferentes modelos numéricos y experimentales son buenos a pesar de no captarse correctamente la respuesta en la baja frecuencia por las razones comentadas en el Capítulo 6. El modelo numérico *BEMT* sobreestima ligeramente los movimientos y las tensiones con respecto a los resultados experimentales. Esto puede explicarse por el hecho de que los ensayos experimentales fueron realizados sin sistema de control de la turbina. El ángulo de pitch de la pala, el ángulo de yaw de la nacelle y las revoluciones por minuto (*RPM*) del rotor se mantuvieron constantes durante todos los ensayos. Por esta razón, el modelo numérico basado en coeficientes de empuje parece ajustarse mejor a los resultados experimentales no observándose grandes diferencias entre las aproximaciones cuasi-estática y cuasi-dinámica. Se seleccionó la aproximación cuasi-dinámica para estimar las fuerzas del viento en las simulaciones realizadas y así obtener la respuesta a largo plazo de la línea de fondeo.

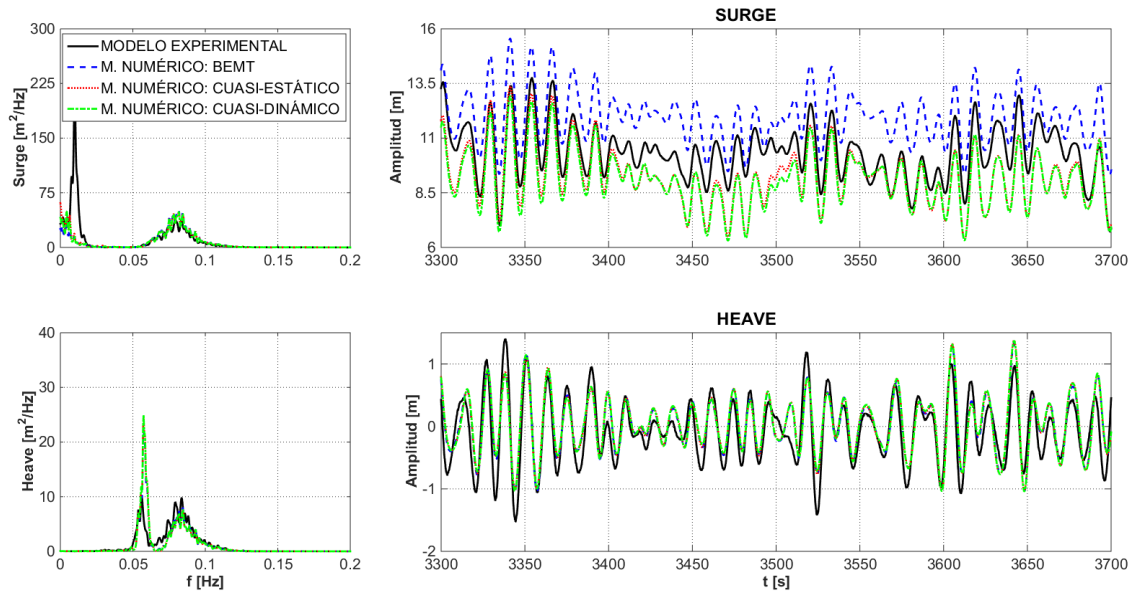


Figura 166. Oleaje operacional y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Movimientos.

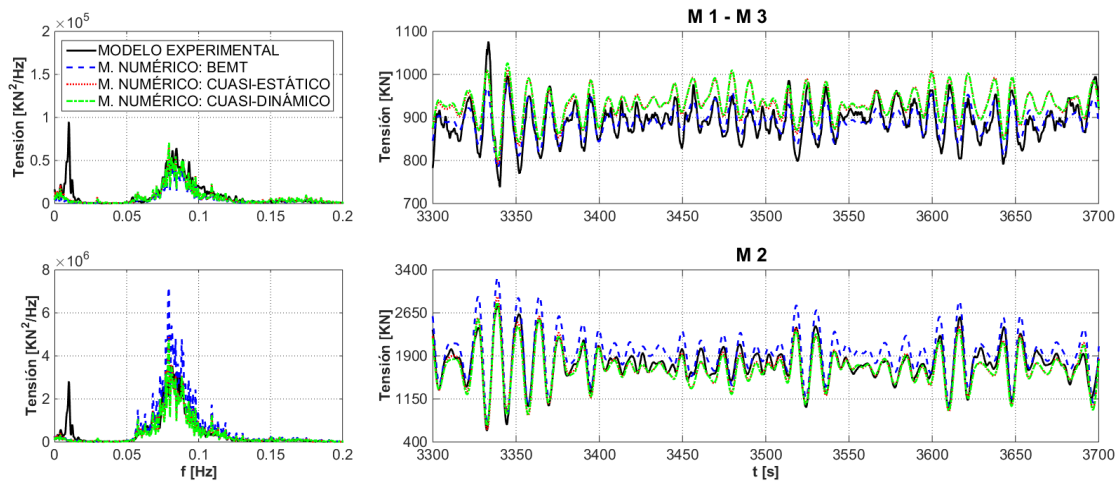


Figura 167. Oleaje operacional y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: RPM = 12.1, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Tensiones.

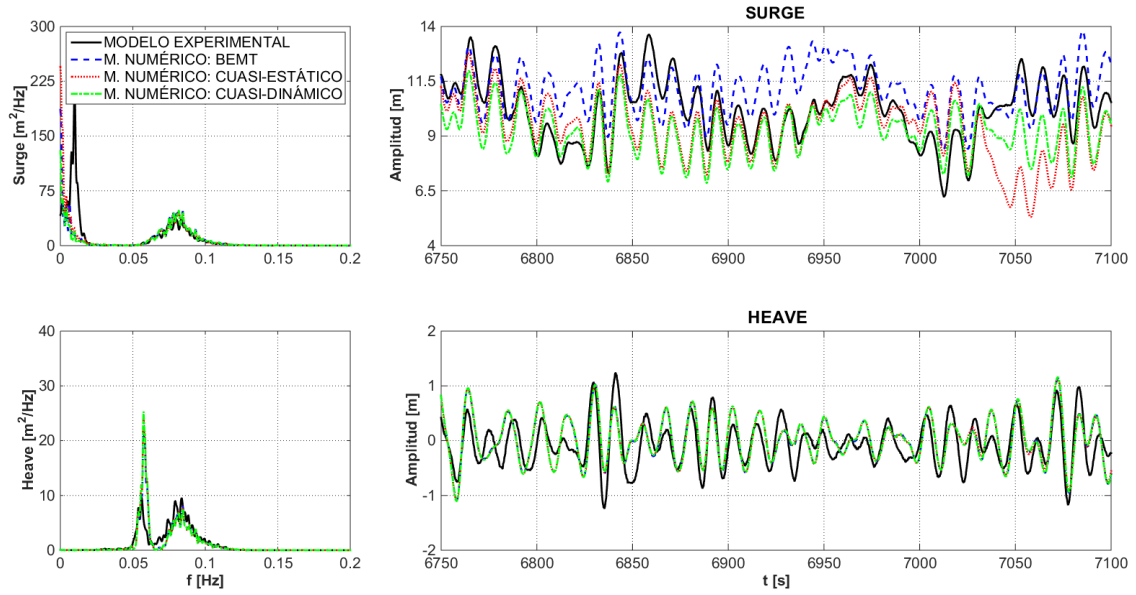


Figura 168. Oleaje operacional y viento turbulento (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: $RPM = 12.1$, $\mu = 13.05$, NPD): Movimientos.

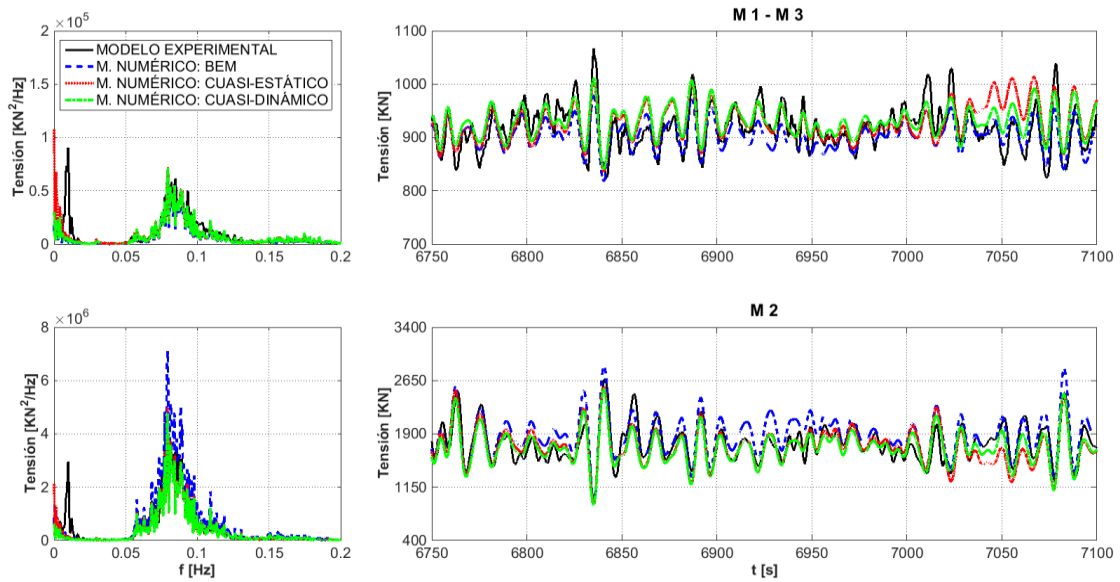


Figura 169. Oleaje operacional y viento turbulento (Oleaje irregular: $H_s = 7.1$ m, $T_p = 12.1$ s, $\gamma = 2.2$, JONSWAP; Viento: $RPM = 12.1$, $\mu = 13.05$, NPD): Tensiones.

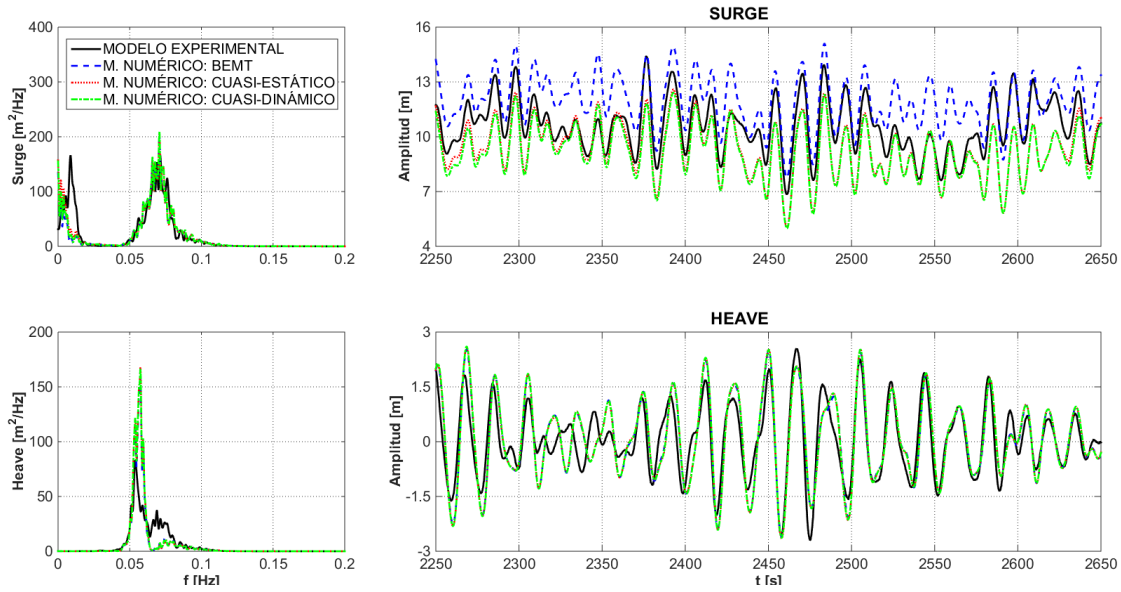


Figura 170. Oleaje de diseño y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 10.5$ m, $T_p = 14.3$ s, $\gamma = 3.0$, JONSWAP; Viento: $RPM = 12.1$, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Movimientos.

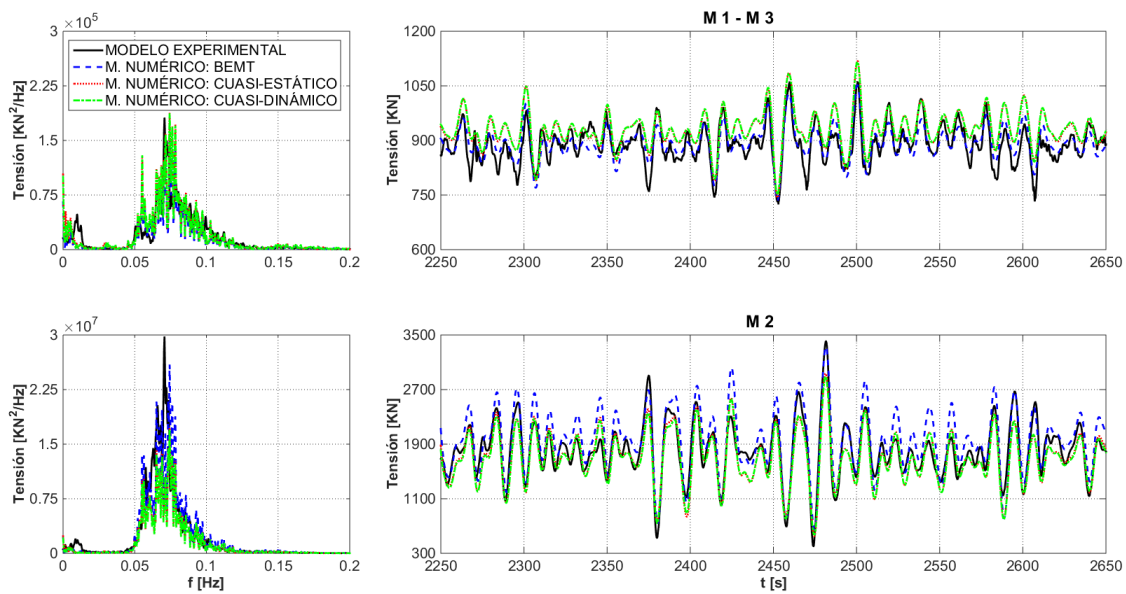


Figura 171. Oleaje de diseño y viento constante (Oleaje irregular: $H_s = 10.5$ m, $T_p = 14.3$ s, $\gamma = 3.0$, JONSWAP; Viento: $RPM = 12.1$, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Tensiones.

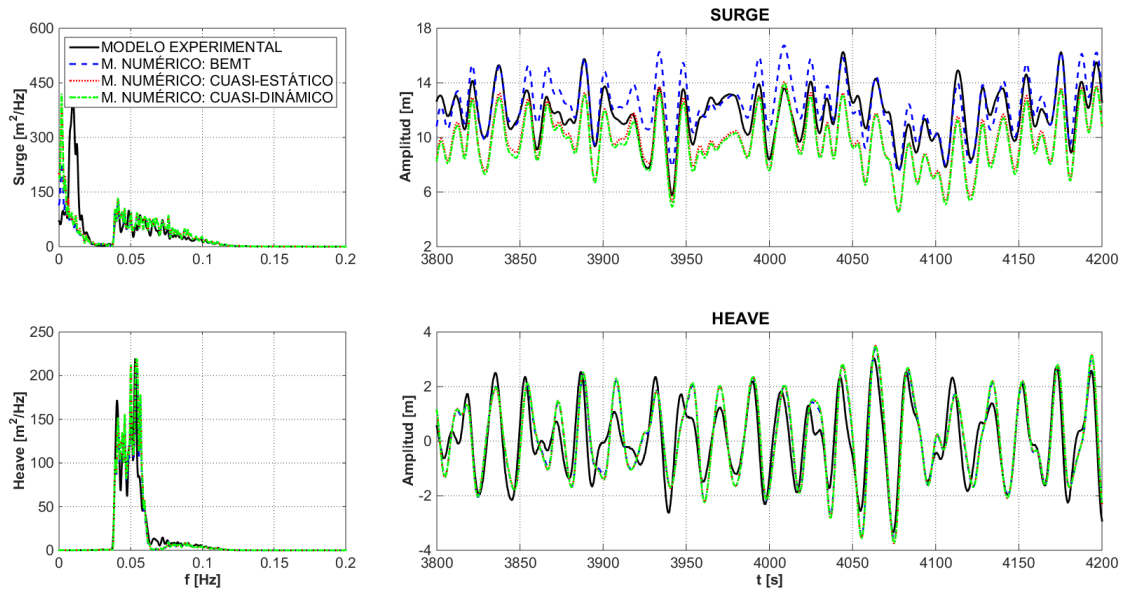


Figura 172. Ensayo de oleaje con ruido blanco y viento constante (Oleaje: $H_s = 10.5$ m, $T_{RANGO} = 6-26$ s; Viento: $RPM = 12.1$, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Movimientos.

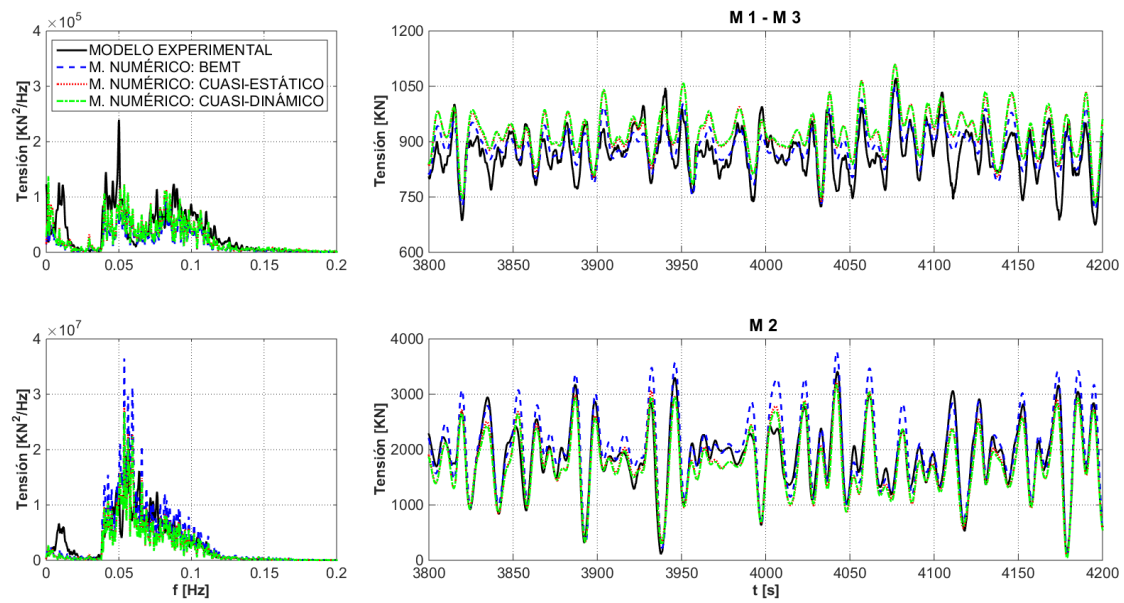


Figura 173. Ensayo de oleaje con ruido blanco y viento constante (Oleaje: $H_s = 10.5$ m, $T_{RANGO} = 6-26$ s; Viento: $RPM = 12.1$, $W = 12.91$ m/s, Pitch: 1°): Tensiones.

7.5 Evaluación de las dinámicas y del daño a fatiga del sistema de fondeo

La importancia de la dinámica de la línea de fondeo en la evaluación del daño a fatiga reside en que dicha evaluación requiere determinar la tensión de la línea de fondeo. Dado que la tensión en el fairlead está principalmente inducida por los movimientos lineales de la plataforma (surge, sway, heave) [144], es necesario lograr una estimación adecuada de estos movimientos para alcanzar una evaluación precisa del daño a fatiga. Por esta razón, los movimientos de rotación de la plataforma no son analizados en este Capítulo. Adicionalmente, se analiza la aceleración en la nacelle por su posible influencia en la producción de la turbina eólica y cuya variabilidad puede verse modificada por las características del sistema de fondeo.

El daño a fatiga se puede estimar a partir de diferentes teorías [145]. No obstante, dos aproximaciones se consideran las más fiables: la del crecimiento de fisura y la de inicio de fisura obtenida a partir de la curva $S-N$.

La teoría del crecimiento de fisura está basada en la mecánica de la fractura y supone que la resistencia de un componente falla cuando una fisura inicial alcanza un tamaño crítico. A pesar de que este método considera la secuencia de cargas en el crecimiento de la fisura, diferentes investigaciones han evidenciado que la mayor parte de la vida a fatiga de un componente se gasta en alcanzar el tamaño de fisura inicial a partir del cual se inicia la propagación [146]. Por lo tanto, parece adecuado adoptar como criterio a fatiga uno basado en el inicio de fisura. El presente trabajo evalúa el daño a fatiga a través de las aproximaciones dadas por las curvas $S-N$ y $T-N$.

La curva $S-N$ asume que el fallo por fatiga ocurre cuando se alcanza un número de ciclos, N (Figura 174). El número de ciclos N es función de un rango cíclico de tensión constante, S , aplicado sobre la muestra. Este enfoque de análisis a fatiga proporciona diferentes curvas $S-N$ según el tipo de material de la línea de fondeo. Este tipo de curvas se obtienen a partir de una regresión lineal de resultados de ensayos experimentales normalizados. El número de ciclos por fatiga (N) para un particular rango de tensión cíclica constante (S) se formula de acuerdo a las ecuaciones (101) y (102). Es destacable resaltar que este tipo de curvas en componentes offshore no presenta límite de endurancia. El daño acumulado a fatiga en el componente durante su ciclo de vida se evalúa a partir de la regla de Palmgren-Miner [147] [148]. Esta regla asume un daño acumulado lineal sin considerar la secuencia de cargas ocurrida durante el ciclo de vida del componente.

$$N = aS^{-m} \tag{101}$$

$$\log N = \log a - m \log S$$

(102)

Siendo a el intercepto y m la pendiente de la curva $S-N$.

La norma *DNVGL-OS-E301* [31] indica los parámetros a y m a emplear en el caso de una cadena que se encuentra bajo la influencia corrosiva de agua de mar (Tabla 43). Esta norma proporciona dichos parámetros en función del tipo de cadena (con o sin contrete) sin tener en cuenta el grado del acero empleado. No obstante, recientes investigaciones han demostrado la importancia de considerar el grado del acero en la evaluación del daño a fatiga [149] y el posible conservadurismo de la curva propuesta por [31]. El uso de las curvas de fatiga requiere transformar la tensión nominal (T_n) del fondeo, medida en unidades de fuerza, a tensión nominal (σ_n), medida en unidades de presión, considerando como área efectiva la sección transversal nominal de la cadena (A_c) (103). El área de la sección transversal (104) es dos veces el área de la sección obtenida con el diámetro del eslabón (d_c).

$$\sigma_n [\text{MPa}] = T_n [\text{N}] / A_c [\text{mm}^2]$$

(103)

$$A_c = (\pi d_c^2) / 2$$

(104)

Tabla 43. Parámetros de la curva $S-N$ de acuerdo a *DNVGL-OS-E301* [31].

PARÁMETROS DE LA CURVA DE FATIGA S-N		
COMPONENTE	a	m
CADENA CON CONTRETE (STUD CHAIN)	1.2	3
CADENA SIN CONTRETE (STUDLESS CHAIN)	6.0	3

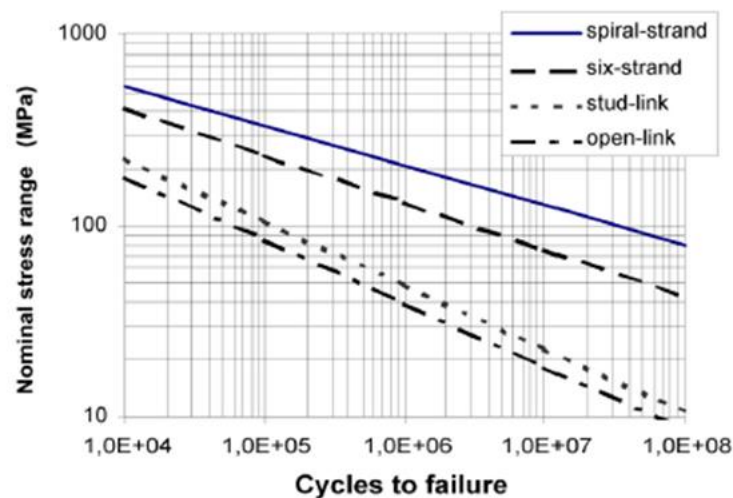


Figura 174. Curva $S-N$ de acuerdo a *DNVGL-OS-E301* [31].

Otra norma ampliamente usada en el diseño a fatiga es la *API-RP 2SK* [34]. Esta norma propone usar la curva *T-N*, similar a la *S-N*, pero considerando el rango de tensión en unidades de fuerza y no de presión. La curva *T-N* (Figura 175) define el número de ciclos hasta el fallo, *N*, cuando el fondeo se somete a un ciclo de cargas constante definido a partir de un rango de tensión efectivo (105). El rango de tensión efectivo se define como la relación entre el rango de tensión (*T*) y la resistencia a rotura de referencia (*RBS*, reference breaking strength). Los parámetros *a* y *m* para un sistema de fondeo constituido por eslabones de cadena, definido según la curva *T-N*, se presentan en la Tabla 44.

$$N = a(T/RBS)^{-m} \quad (105)$$

Tabla 44. Parámetros de la curva *S-N* según *API-RP 2SK* [34].

PARÁMETROS DE LA CURVA DE FATIGA T-N		
COMPONENTE	<i>a</i>	<i>m</i>
CADENA CON CONTRETE (STUD CHAIN)	1000	3
CADENA SIN CONTRETE (STUDLESS CHAIN)	316	3

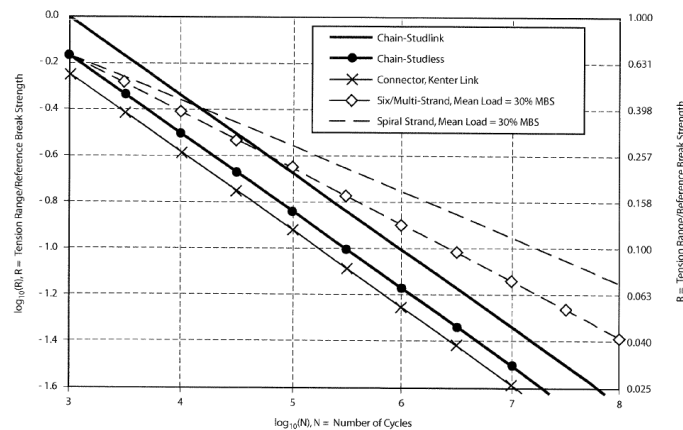


Figura 175. Curva *T-N* propuesta en *API-RP 2SK* [34].

La resistencia de referencia a rotura es proporcionada por los suministradores y fabricantes [139]. En este trabajo, el diseño del sistema de fondeo se realiza con una cadena sin contrere y un grado de acero *R4S*. Las principales características mecánicas de este tipo de cadena se muestran en la Tabla 45.

Tabla 45. Propiedades mecánicas: *R4S* [139].

LÍMITE ROTURA (MPa mín.)	LÍMITE ELÁSTICO (MPa mín.)	REDUCCIÓN DE ÁREA (% mín.)	ELONGACIÓN (% mín.)	TEMPERATURA DE DISEÑO (°C)	CARGA DE PRUEBA* (kN mín.)		CARGA ROTURA* (kN mín.)
					Stud chain	Studless chain	
960	700	50	12	-20	0.0240* <i>Z</i> _l	0.0213* <i>Z</i> _l	0.0304* <i>Z</i> _l

**Z*_l = *d*_l² (44-0.08*d*_l); *d*_l: diámetro de eslabón;

Peso de la cadena por metro lineal: cadena con contrere = 0.0219 *d*_l²; cadena sin contrere = 0.02 *d*_l²

Diferentes aproximaciones en el dominio del tiempo o de la frecuencia se pueden utilizar para predecir el daño a fatiga causado por las tensiones de segundo orden y frecuencia del oleaje [31] [34].

Los métodos en el dominio de la frecuencia han sido discutidos por diferentes investigadores. Jiao y Moan [150] desarrollaron modelos teóricos bimodales para predecir el daño a fatiga bajo procesos Gaussianos estacionarios y no estacionarios. Posteriormente, Gao y Moan [151] mejoraron los modelos teóricos de [150] incorporando una formulación espectral trimodal para evaluar otros procesos como las vibraciones inducidas por vórtices (*VIV*, vortex induced vibrations) o las cargas de viento. Estas formulaciones han sido incluidas en diferentes normas de diseño [31] [34]. En general, las normativas admiten tres posibles métodos en el dominio de la frecuencia para evaluar el daño a fatiga: la suma del daño a fatiga causada por la baja frecuencia y la frecuencia del oleaje calculada independientemente, la combinación de espectros de la baja frecuencia y la frecuencia del oleaje y el espectro combinado con un factor de corrección de banda estrecha.

Los métodos en el dominio del tiempo, a pesar de su coste computacional, se consideran como los métodos más precisos para estimar el daño a fatiga [34] porque todas las no linealidades relacionadas con la rigidez del fondeo, la fricción por el fondo marino, el arrastre y el amortiguamiento de la línea de fondeo se tienen en cuenta. Las curvas *S-N* y *T-N* predicen el número máximo de ciclos que resiste un componente para un determinado rango de tensiones regular, sin embargo, la respuesta del sistema de fondeo es siempre irregular debido a la aleatoriedad de las cargas meteoceánicas. Por lo tanto, se requiere una conversión de las series temporales de tensión para evaluar el daño a fatiga a través de las curvas *S-N* y *T-N*. Diferentes métodos de conteo de ciclos en el dominio del tiempo han sido propuestos para obtener la respuesta equivalente entre series temporales de tensión regular e irregular. Los más utilizados son el conteo por picos, el conteo por rangos, el conteo por pasos y el conteo rainflow (el cual asemeja la serie temporal de tensión a un tejado sobre el que deslizan gotas de lluvia, de ahí su nombre) [152]. El método de conteo rainflow es el método más preciso y es ampliamente utilizado para estimar el daño a fatiga de acuerdo a [34] [153] [154]. El método de conteo rainflow fue propuesto por Matsuishi y Endo [155] y una definición equivalente a dicho método fue propuesta por Rychlik [156].

Una breve descripción del método desarrollado por [156], manteniendo la notación original, se expone a continuación.

Sea una serie temporal de tensiones en el intervalo $[-T, T]$. El procedimiento que determina en cada máximo local de la serie de tensiones el número de ciclos de fallo a considerar, un ciclo o dos medios ciclos, se describe a continuación.

Si se supone un máximo en el tiempo t y t^+ es el tiempo transcurrido hasta el primer cruce en el nivel $y(t)$ después de t (o $t^+ = T$ si no existe tal cruce) y, t^- es el tiempo en el último cruce antes de t (o $t^- = -T$ si no existe tal cruce), se pueden definir dos rangos distintos (Figura 176):

$$H^-(t) = y(t) - \min \{y(s); t^- < s < t\}$$

$$H^+(t) = y(t) - \min \{y(s); t < s < t^+\}$$

(106)

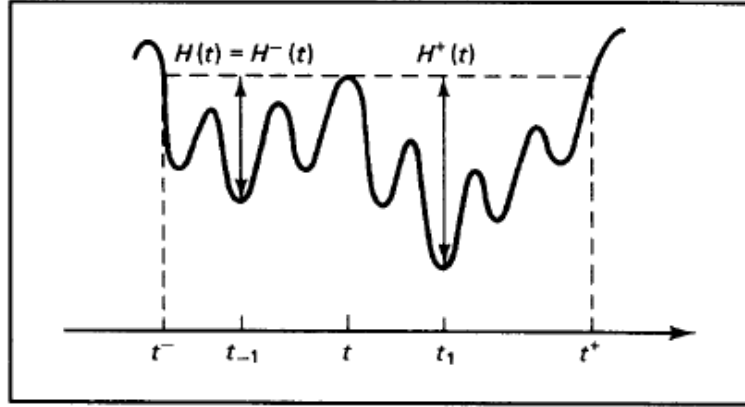


Fig. 1 Illustrations of the toplevel-up cycle, with amplitude $H(t) = \min(H^-(t), H^+(t))$, defined by Definition 1

Figura 176. Metodología de conteo de ciclos propuesta por [156].

Reglas:

- Si $H^+(t) > H^-(t)$ y $t^- > -T$, o $H^+(t) < H^-(t)$ y $t^+ < T$, entonces se define un ciclo con una amplitud de : $H(t) = \min(H^-(t), H^+(t))$
- Si el máximo en el tiempo t está en el extremo del intervalo $[-T, T]$ se define un medio ciclo con una amplitud de $H^+(t)$ o $H^-(t)$, respectivamente.
- En todos los demás casos, se definen dos medios ciclos con amplitudes $H^+(t)$ y $H^-(t)$.

En el ejemplo de la Figura 177, se establece un ciclo por cada uno de los máximos presentes en los instantes t_1 , t_2 y t_3 de acuerdo a la regla a). Además, se añade un medio ciclo debido al máximo localizado en t_0 de acuerdo a la regla b) y dos medios ciclos por el máximo localizado en el instante t_4 según la regla c).

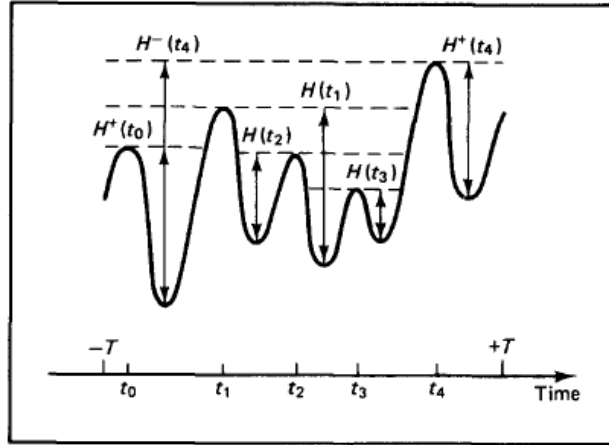


Fig. 2 Example of the toplevel-up cycle counting method

Figura 177. Ejemplo de conteo propuesto por [156].

El daño a fatiga en este trabajo se determina haciendo uso de la regla de Palmgren-Miner (107) [148] en conjunción con el método de conteo propuesto por [156] e implementado por [157]. El daño generado por un determinado estado de mar en una línea de fondeo se evalúa como la suma individual de los rangos de tensión indicados por el algoritmo rainflow. Finalmente, el daño total a fatiga se obtiene como la suma de todos los estados de mar durante el ciclo de vida del fondeo alcanzando el fallo si el daño es mayor de 1.

$$\text{Daño a fatiga de un estado de mar} = \sum \frac{n(S_k)}{N(S_k)} = \frac{1}{a} \sum n(S_k) * (S_k)^m \quad (107)$$

Siendo n el número de ciclos con un rango de tensiones S_k dentro del estado de mar y N el número de ciclos hasta el fallo para un rango normalizado de tensiones S_k obtenido de la curva $S-N$ o $T-N$. S_k representa la sucesión de rangos de tensión obtenidos por el algoritmo rainflow.

7.6 Reconstrucción de las dinámicas a partir de la técnica de interpolación no lineal

Una vez que se han evaluado las dinámicas de la línea de fondeo y el daño a fatiga para el subconjunto de estados de mar seleccionados según lo indicado en la Sección 7.3, es posible interpolar los resultados en toda la base de datos a partir de una técnica de interpolación no lineal denominada funciones de base radial (*RBF*, radial basis functions) [158]. Este método construye una función objetivo (c) a través de una función de aproximación (\tilde{c}) a partir de una suma ponderada de funciones de base radial y un polinomio lineal.

$$c(h) \cong \tilde{c}(h) = p(h) + \sum_{jj=1}^J a_{jj} \phi(\|h - o_{jj}\|) \quad (108)$$

Siendo $p(h)$ un polinomio igual a la dimensión de datos multivariados ($W, \beta, H_s, T_p, \alpha$), a_{jj} los coeficientes de ajuste de la *RBF*, ϕ la función de base radial y o_{jj} los centros de aproximación. El polinomio lineal se define a partir de una serie de monomios $\{p_0, p_1, \dots, p_n\}$, de grado 1 y 0, donde sus coeficientes se obtienen a partir del cumplimiento de las restricciones impuestas por:

$$\tilde{c}(o_{jj}) = c(o_{jj}), jj = 1, \dots, J \quad (109)$$

Se establece como función de base radial una expresión Gaussiana (110). La forma de dicha función está dominada por el parámetro q_0 . El valor óptimo de dicho parámetro, q_0 , se puede estimar a partir de [158] o por medio de un análisis de sensibilidad. En este trabajo se ha realizado un análisis de sensibilidad de dicho parámetro resultando valores comprendidos entre 0.1 y 0.175 dependiendo del tipo de dinámica analizada.

$$\phi(\|h - o_{jj}\|) = e^{\left(\frac{\|h - o_{jj}\|}{q_0}\right)^2} \quad (110)$$

7.7 Resultados

7.7.1 Definición de los estados de mar

A partir de los datos proporcionados por [104], se analizan un total de 271 728 estados de mar horarios correspondientes a un periodo de 30 años (1985-2015). Cada estado de mar está definido por cinco variables (velocidad de viento, dirección de viento, altura de ola significativa, dirección de oleaje y periodo pico) y se representa con un círculo negro en la Figura 178. Aplicando el algoritmo de selección *MDA*, se selecciona un subconjunto de 1 000 estados de mar con objeto de poder construir posteriormente la función *RBF* de interpolación. Dicha selección queda representada por medio de círculos azules en la Figura 178. Adicionalmente, se seleccionan otros 225 estados de mar con el fin de validar, posteriormente, la respuesta obtenida entre la interpolación *RBF* y la simulación numérica. Estos estados de mar adicionales se representan en círculos rojos en la Figura 178. Como resultado de esta selección se recopila un subconjunto de datos con alta variabilidad, incluyendo estados de mar operacionales y extremos. Los 1 225 estados de mar seleccionados se usan para generar series temporales sintéticas de oleaje y viento y, a través de un modelo numérico de plataforma eólica flotante, predecir sus dinámicas. Finalmente, la interpolación *RBF* se usa para transferir todas las dinámicas analizadas (movimientos, tensiones, aceleraciones y daño a fatiga) a la base de datos original.

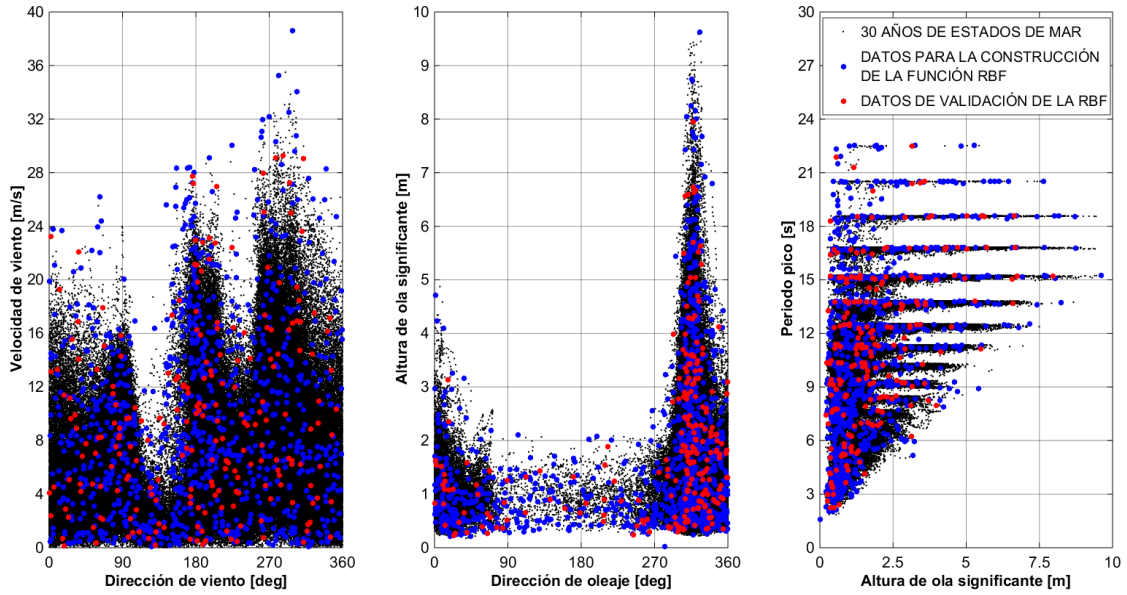


Figura 178. Selección de estados de mar a partir del algoritmo MDA.

7.7.2 Reconstrucción de resultados: dinámicas de la plataforma y daño a fatiga

Las dinámicas a largo plazo de la plataforma flotante se han obtenido a partir de los 1 000 estados de mar seleccionados en la Figura 178. Para ello, se han generado sintéticamente series temporales de oleaje y de viento acordes con esta selección, constituyendo estas series el input del modelo numérico. El output obtenido a partir del modelo numérico de plataforma flotante son series temporales de movimientos en la plataforma (surge, sway y heave), tensiones en las líneas de fondeo ($M1$, $M2$ y $M3$) y la aceleración en la nacelle de la turbina de viento. Al considerarse el fenómeno de fatiga como un proceso de largo plazo, interesa caracterizar las diferentes dinámicas involucradas con su valor más probable (MPM). Por tanto, se han ajustado las diferentes dinámicas a una función GEV que permite ajustar correctamente tanto casos extremos como operacionales, como puede comprobarse en la Figura 179 y la Figura 180 para el caso del movimiento en surge. Finalmente, en la Tabla 46 se muestra el coeficiente de correlación medio de ajuste obtenido usando una función GEV para todas las dinámicas analizadas y sistemas de fondeo considerados resultando valores entre 0.98 y 1.

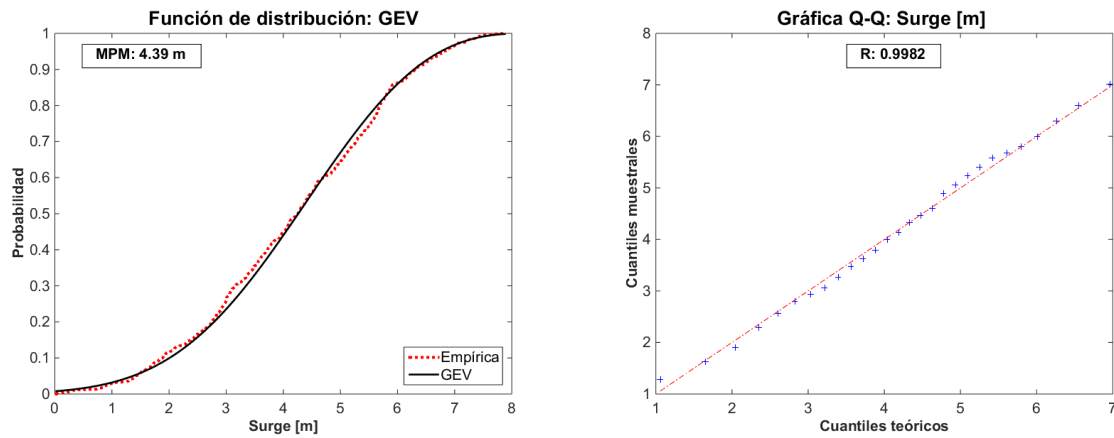


Figura 179. Ajuste del movimiento de surge a una función GEV para un estado de mar severo:

$$H_s = 7.4 \text{ m} \quad T_p = 18.6 \text{ s} \quad \alpha = 318.2^\circ \quad W = 10.7 \text{ m/s} \quad \beta = 228.2^\circ$$

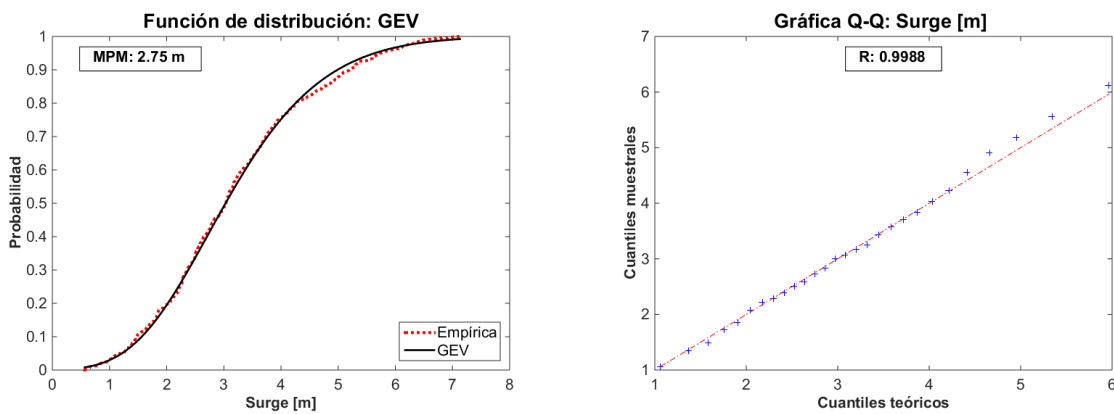


Figura 180. Ajuste del movimiento de surge a una función GEV para un estado de mar operacional:

$$H_s = 1.6 \text{ m} \quad T_p = 13.7 \text{ s} \quad \alpha = 314^\circ \quad W = 6.5 \text{ m/s} \quad \beta = 279.7^\circ$$

Tabla 46. Coeficiente de correlación de ajuste a una función GEV: sistemas de fondeo & dinámicas.

SISTEMA DE FONDEO	SURGE	SWAY	HEAVE	TENSIÓN M1	TENSIÓN M2	TENSIÓN M3	ACELERACIÓN EN NACELLE
1	0.9913	0.9912	0.9879	0.9944	0.9935	0.9952	0.9962
2	0.9921	0.9922	0.9880	0.9950	0.9941	0.9958	0.9958
3	0.9926	0.9932	0.9884	0.9956	0.9947	0.9964	0.9959
4	0.9931	0.9942	0.9888	0.9960	0.9955	0.9969	0.9959
5	0.9938	0.9944	0.9892	0.9964	0.9962	0.9970	0.9958
6	0.9936	0.9945	0.9895	0.9967	0.9966	0.9972	0.9965

Las variables analizadas a largo plazo son: el valor más probable de los movimientos en surge, sway y heave; el valor más probable de tensión y el daño a fatiga en cada línea de fondeo; y la aceleración en la nacelle medida a través de los percentiles del 90 %, 95 % y 99 % y su valor más probable, un total de 13 variables. A partir de estas variables, obtenidas a partir de los 1 000 casos previamente seleccionados, y haciendo uso de la técnica *RBF* es posible caracterizar los 271 728 estados de mar contenidos en la base de datos. Con objeto de demostrar la fiabilidad de esta interpolación no lineal, construida a partir de los 1 000 estados de mar, se seleccionaron 225 estados de mar adicionales. Las dinámicas de estos estados de mar adicionales se obtuvieron a partir de la técnica *RBF* y de la simulación numérica directa con el modelo de plataforma eólica flotante. Las comparaciones entre las respuestas proporcionadas por ambas técnicas se muestran entre la Figura 181 y la Figura 184 para el caso del sistema de fondeo 3. Si las respuestas predichas por ambos métodos son iguales, estarán representadas por un punto en la bisectriz del gráfico. Por el contrario, si ellas no son coincidentes, los puntos estarán alejados de dicha bisectriz. Para valorar la proximidad a la bisectriz, se trazó la recta de ajuste a los datos obtenidos por ambos métodos. En general, la respuesta estimada por la *RBF* presenta un buen acuerdo con la obtenida con la simulación numérica dada la proximidad de la línea de ajuste a la bisectriz, con pendientes alrededor de 1.

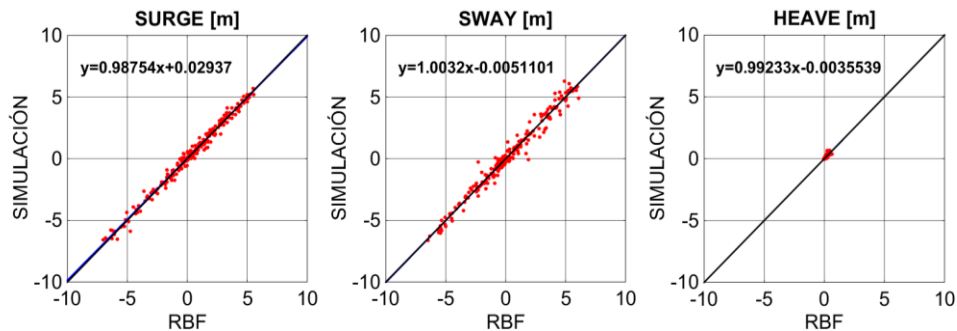


Figura 181. Comparación de movimientos en el sistema de fondeo 3: *RBF* & simulación.

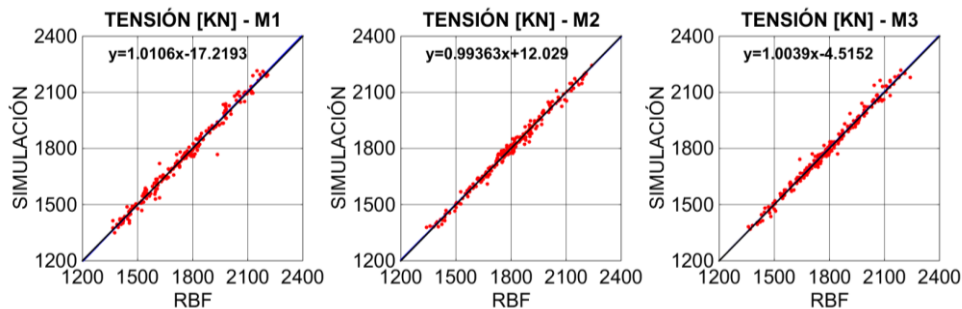


Figura 182. Comparación de las tensiones en el sistema de fondeo 3: *RBF* & simulación.

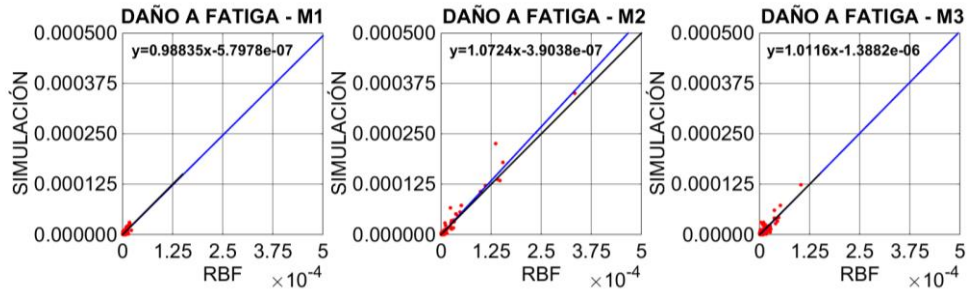


Figura 183. Comparación del daño a fatiga en el sistema de fondeo 3: RBF & simulación.

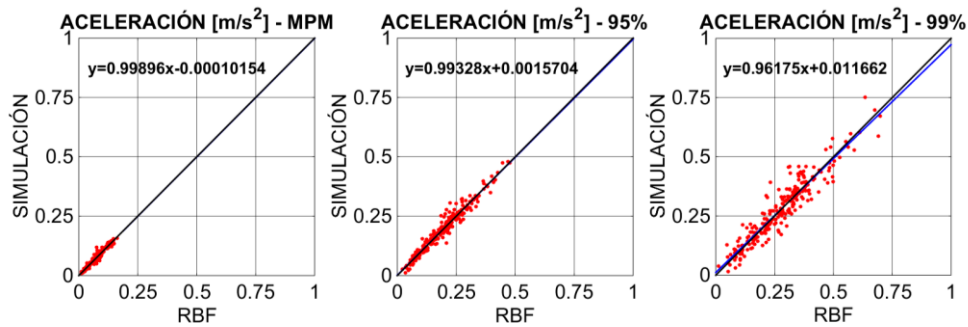


Figura 184. Comparación de aceleraciones en la nacelle de la turbina: RBF & simulación.

Demostrada la precisión del método *RBF*, a continuación, se muestra la reconstrucción de las diferentes dinámicas para la totalidad de estados de mar contenidos en la base de datos. Las dinámicas pueden representarse en función de las características del viento (velocidad y dirección) o del oleaje (altura de ola significativa, dirección y periodo pico). La Figura 185 muestra un ejemplo de esta reconstrucción considerando como variable el daño a fatiga en la línea *M2* del sistema de fondeo 3. La línea de fondeo *M2* está localizada en la dirección oeste (270°) y, por lo tanto, el daño será máximo en esa dirección. Como la dirección principal del oleaje en esta ubicación es a 315° , la línea *M2* será la más expuesta del sistema de fondeo. En general, se comprueba que cuanto mayor altura de ola, mayor daño a fatiga acumulado. Además, siguiendo esta figura, periodos pico entre 13 s y 21 s generan el mayor daño a fatiga. Por lo que respecta al viento, existe un rango de direcciones entre 225° y 315° que genera el mayor daño a fatiga en *M2*. Al contrario que el oleaje, mayores velocidades de viento no generan mayor daño a fatiga. La razón es debida a que la fuerza de empuje de la turbina es máxima en 12 m/s. Daños relevantes a fatiga a causa de la velocidad de viento se encuentran a partir de 10 m/s. No obstante, debe destacarse que, velocidades de viento altas quizás están asociadas a alturas de ola elevadas con lo que el daño a fatiga será importante no solo por la velocidad de viento sino también por la altura de ola. Los resultados que se exponen a continuación se presentan, únicamente, en función de las características del viento debido a la importante variabilidad que existe en la direccionalidad del

mismo en la ubicación objetivo (Figura 112) y la dependencia de la fuerza de empuje con la velocidad de viento.

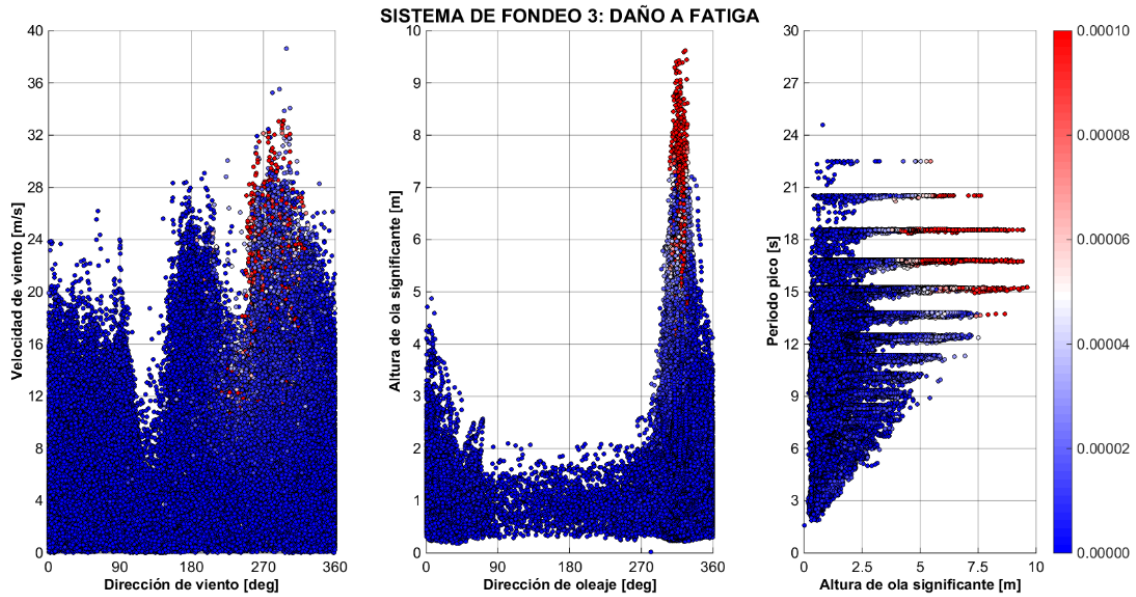


Figura 185. Reconstrucción del daño a fatiga en la línea M2 del sistema de fondeo 3 en función de las características del viento y del oleaje.

La influencia de los diferentes sistemas de fondeo, propuestos en la Tabla 42, en el comportamiento de la plataforma eólica flotante se muestra desde la Figura 186 hasta la Figura 195. Los movimientos de la plataforma determinan la tensión en el sistema de fondeo. Así, un mayor movimiento de la plataforma produce menor tensión mientras que una mayor restricción al movimiento induce una mayor tensión en el sistema de fondeo. La respuesta de la plataforma en surge (Figura 186) y sway (Figura 187) presenta una importante variabilidad dependiendo del tipo de fondeo mientras que la respuesta en heave (Figura 188) apenas está influenciada por el fondeo. Si el viento procede del norte (0°), el movimiento de la plataforma es en la dirección negativa de sway mientras que si procede del este (90°), el movimiento es en la dirección negativa de surge de acuerdo al sistema de coordenadas de la Figura 116. Un amplio rango de movimientos en surge y sway puede encontrarse dependiendo del tipo de fondeo: el sistema de fondeo 1 alcanza hasta los 14 m con tensiones en las líneas de alrededor 500 kN mientras que el sistema de fondeo 6 apenas llega a los 2.5 m con tensiones de hasta 6 200 kN (Figura 189, Figura 190 y Figura 191). De acuerdo a la configuración del sistema de fondeo, se puede asignar un sector direccional predominante a cada línea de fondeo. Consecuentemente, el mayor daño a fatiga procede del sector entre nornoroeste y este en M1 (330° - 90°) (Figura 192), entre el sursuroeste y el nornoroeste en M2 (210° - 330°) (Figura 193) y entre el este y el sursuroeste en M3 (90° - 210°) (Figura 194). Según la Figura 112, las direcciones de viento y oleaje procedentes del sector entre el nornoroeste y este son poco probables y, por esta razón, M1 presenta un menor daño a fatiga. En general, el

daño a fatiga disminuye con el aumento de peso del fondeo. No obstante, es reseñable destacar el elevado daño a fatiga en el sector 250°-330°. Esta región se corresponde con los eventos de oleaje más extremos con alturas de ola entre 7 m y 10 m y velocidades de viento muy variables entre 5 m/s y 40 m/s. Finalmente, la Figura 195 representa las aceleraciones (percentil 95 %) de la nacelle. Dicha figura revela que el tipo de fondeo apenas tiene influencia en las aceleraciones de la nacelle ya que prácticamente todas las gráficas muestran el mismo patrón: las aceleraciones son mayores en el rango de velocidades de viento entre 10 m/s y 20 m/s y en aquellas direcciones coincidentes con la dirección principal de oleaje (270°-330°).

El método desarrollado permite capturar la relevancia y la contribución de la direccionalidad en la evaluación del daño a fatiga y seleccionar el sistema de fondeo más adecuado a las condiciones metoceánicas reinantes en la localización objetivo. En consonancia con los resultados obtenidos, el sistema de fondeo óptimo podría ser el 4 (308 kg/m) porque reduce drásticamente el daño a fatiga de los sistemas de fondeo 1, 2 y 3 y no se obtiene una excesiva mejora en relación con los sistemas de fondeo 5 y 6.

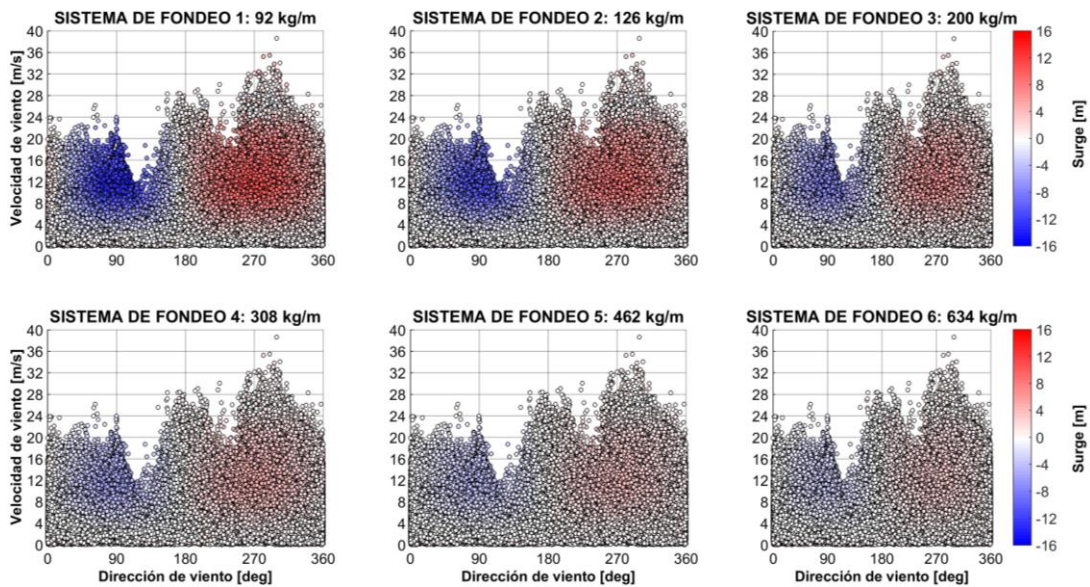


Figura 186. Reconstrucción del movimiento de surge en todos los tipos de sistemas de fondeo.

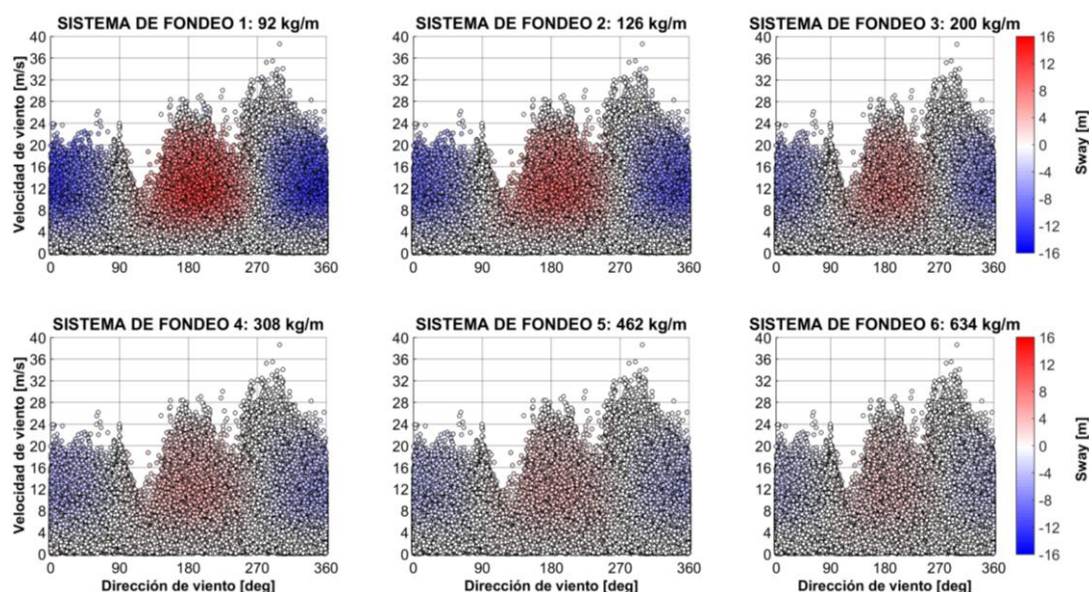


Figura 187. Reconstrucción del movimiento de sway en todos los tipos de sistemas de fondeo.

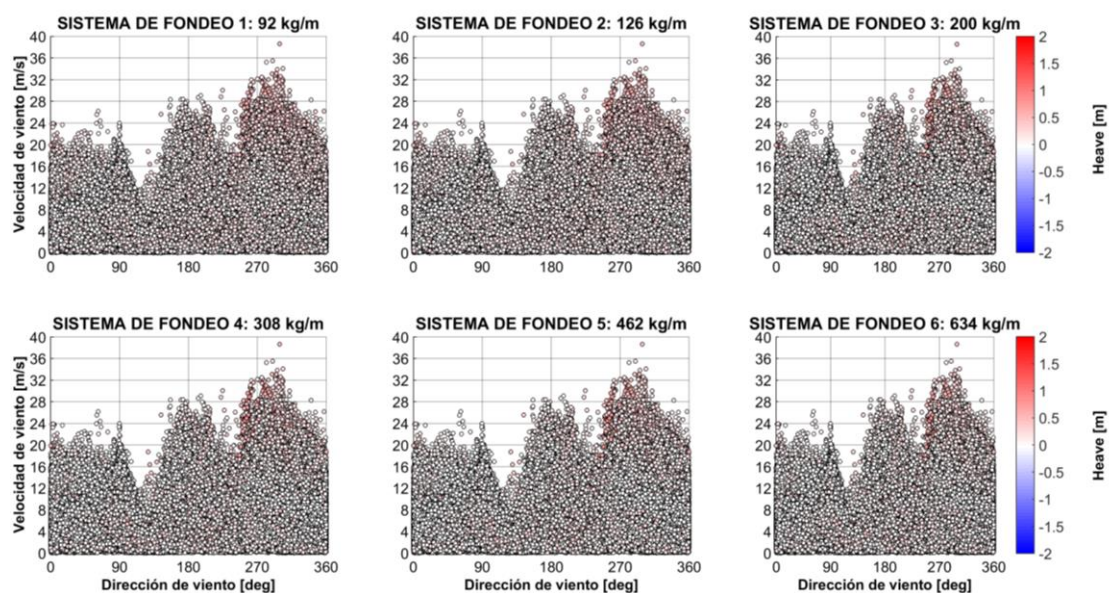


Figura 188. Reconstrucción del movimiento de heave en todos los tipos de sistemas de fondeo.

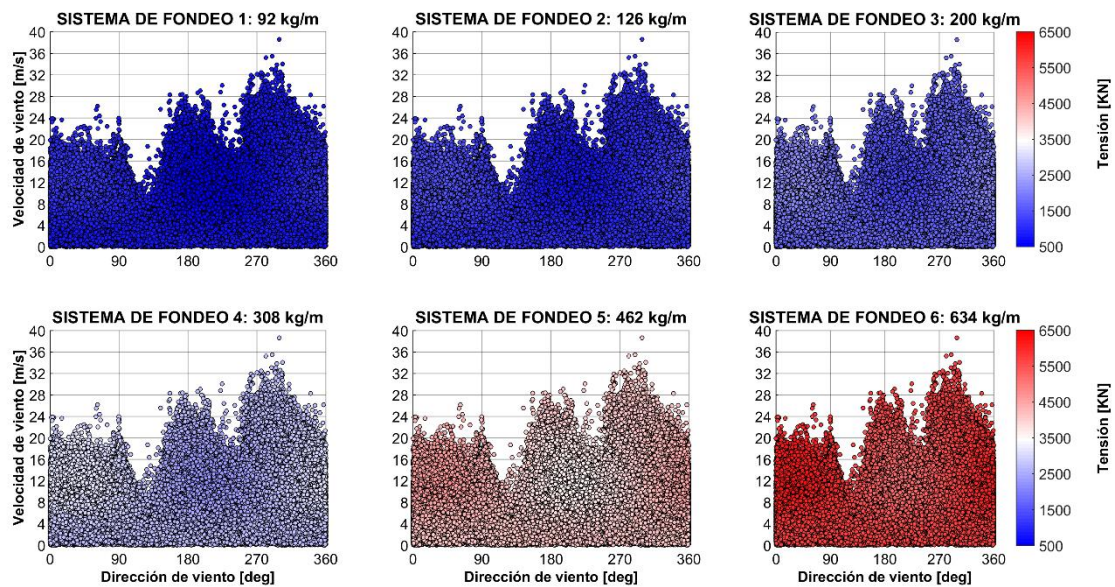


Figura 189. Reconstrucción de la tensión en la línea M1 en todos los tipos de sistemas de fondeo.

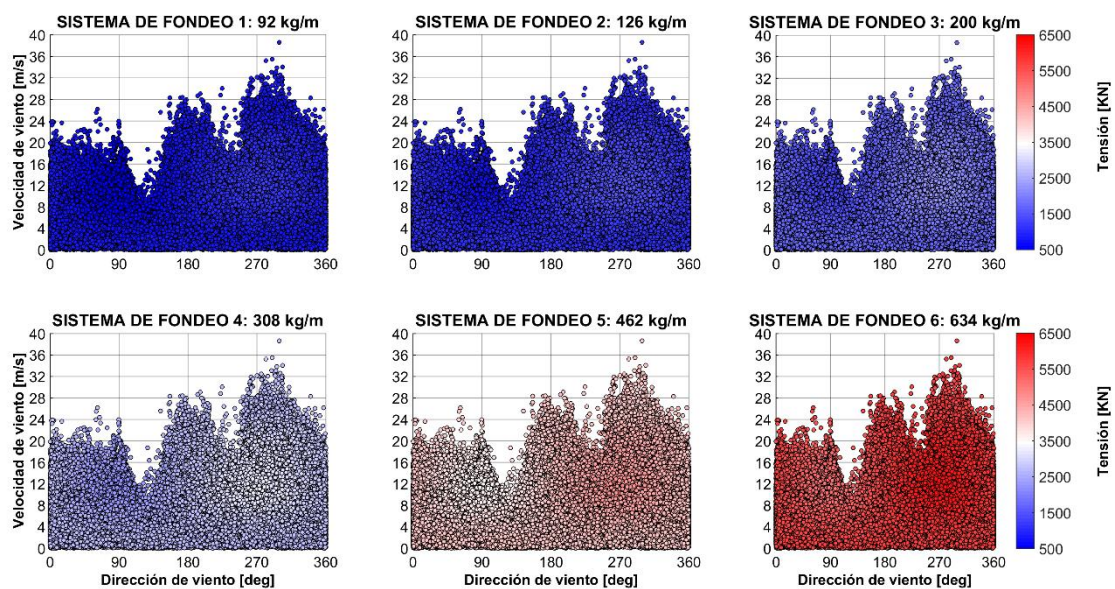


Figura 190. Reconstrucción de la tensión en la línea M2 en todos los tipos de sistemas de fondeo.

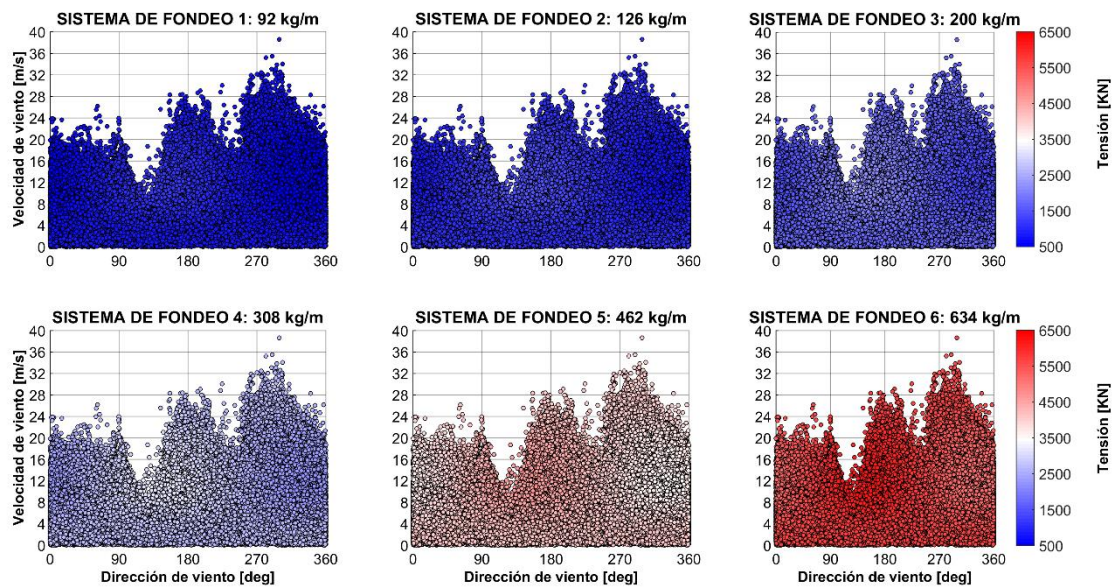


Figura 191 Reconstrucción de la tensión en la línea M3 en todos los tipos de sistemas de fondeo.

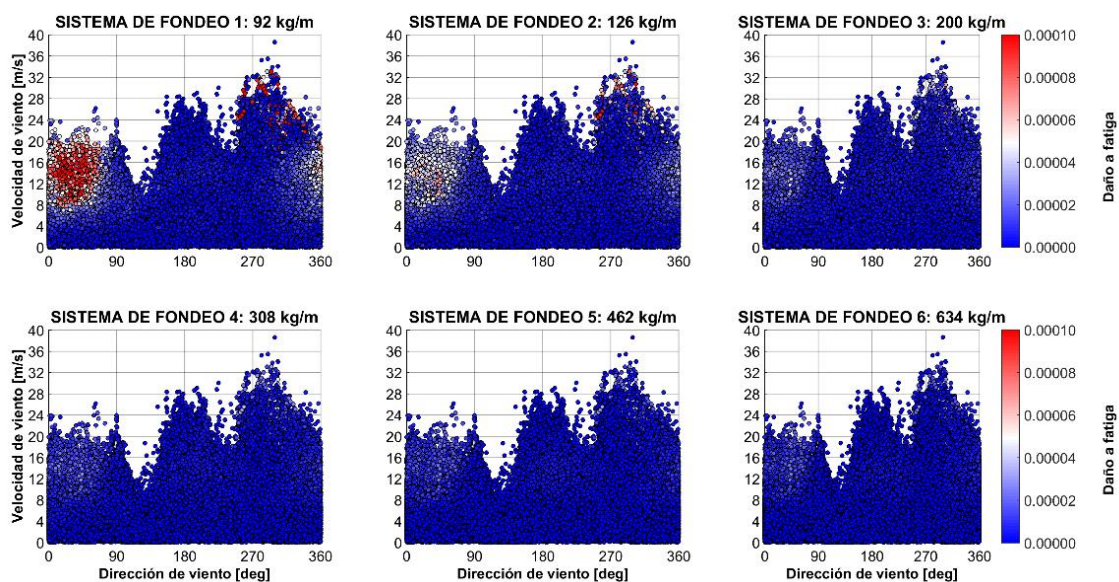


Figura 192. Reconstrucción del daño a fatiga (curva T-N) en la línea M1 en todos los tipos de sistemas de fondeo.

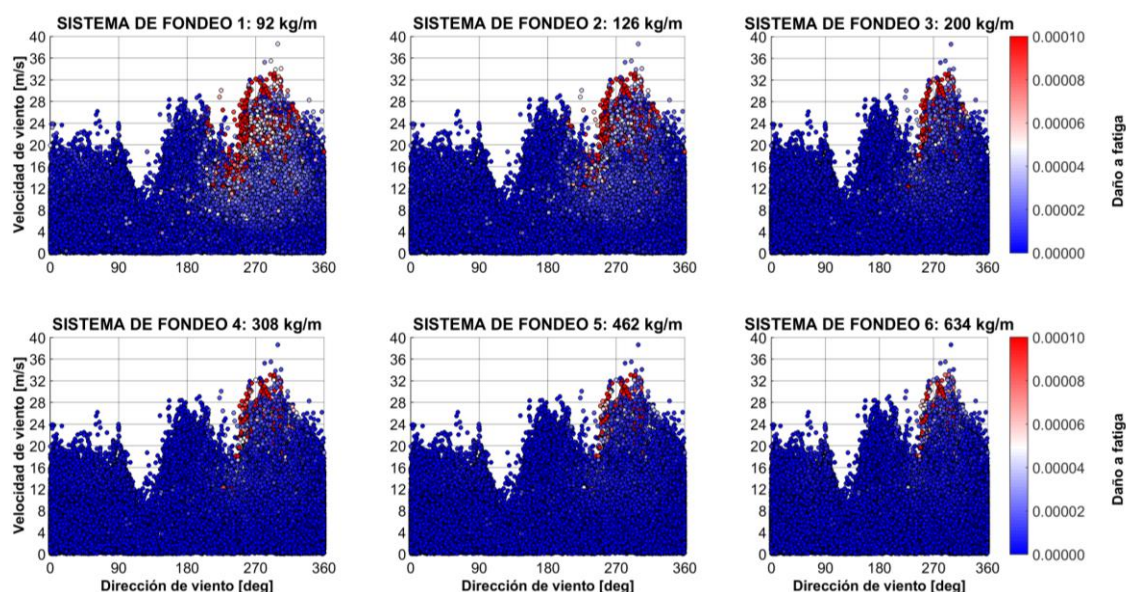


Figura 193. Reconstrucción del daño a fatiga (curva T-N) la en la línea M2 en todos los tipos de sistemas de fondeo.

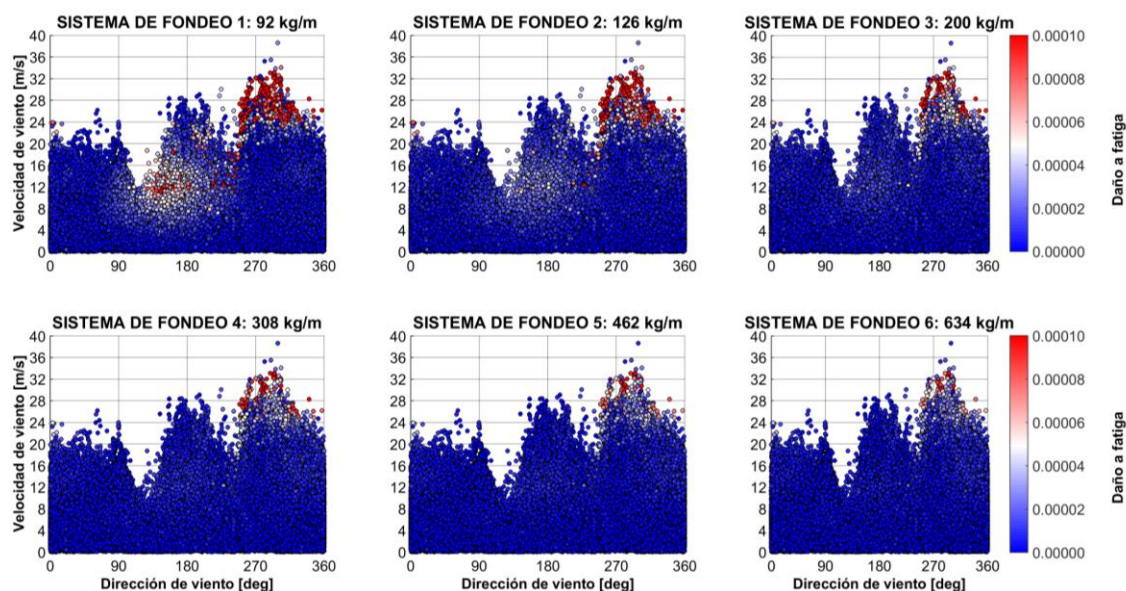


Figura 194. Reconstrucción del daño a fatiga (curva T-N) en la línea M3 en todos los tipos de sistemas de fondeo.

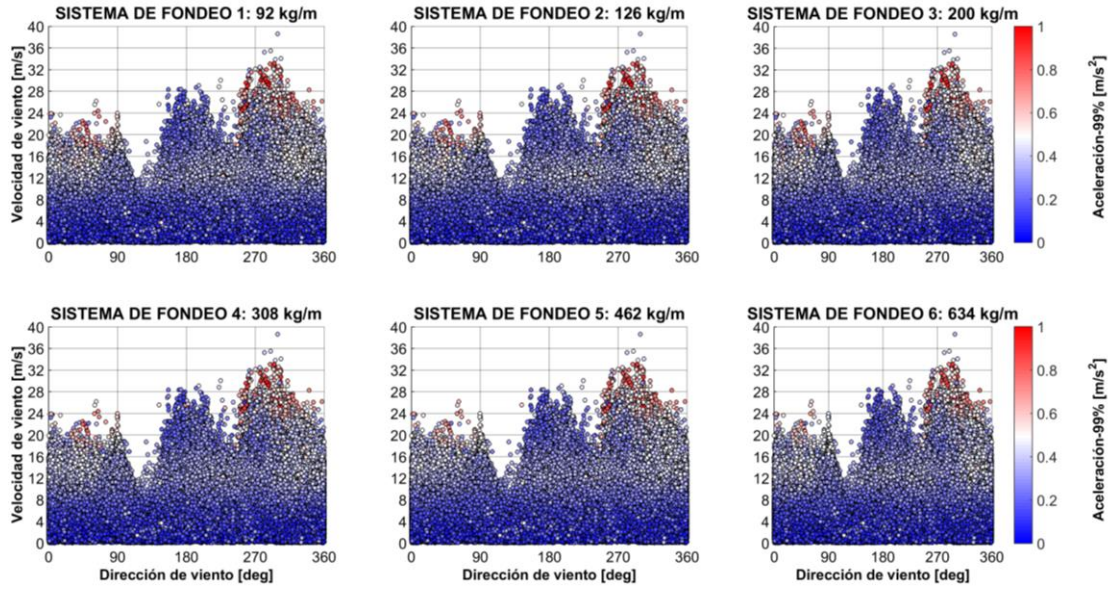


Figura 195. Reconstrucción de la aceleración (percentil 99 %) en la nacelle de la turbina.

7.7.3 Incertidumbres en la evaluación del daño a fatiga

La metodología presentada permite estimar las dinámicas y el daño a fatiga considerando todos los estados de mar ocurridos durante toda la vida útil de la plataforma flotante. En general, las normativas [31] [34] proponen seleccionar un número limitado de estados de mar representativos del largo plazo y, quizás, esta sea la razón junto con otras de los coeficientes de seguridad extremadamente conservadores propuestos por las normativas. En el caso particular de la *DNVGL-OS-E301* [31] el factor de seguridad para el estado límite de fatiga es de 5 en líneas que no son regularmente inspeccionadas y que se encuentran sometidas a procesos de tensión-tensión con un daño acumulado a fatiga (d_F) menor de 0.8. Si d_F es mayor que 0.8, el factor de seguridad es definido por la expresión:

$$\text{Coeficiente de seguridad} = 5 + 3 \left(\frac{(d_F - 0.8)}{0.2} \right) \quad (111)$$

Por el contrario, la *API* [34] recomienda un valor de 3 como coeficiente de seguridad. La metodología propuesta quizás pueda conducir a reducir los coeficientes de seguridad por considerar la variabilidad climática histórica en una determinada localización marina en el diseño del sistema de fondeo. Además de la incertidumbre asociada a la selección de los estados de mar de largo plazo, hay otros fenómenos que afectan a una definición precisa del daño por fatiga. Entre ellos, pueden citarse la selección de la curva de diseño de fatiga, la aleatoriedad de las series temporales de oleaje y viento, la pretensión de las líneas de fondeo y la corrosión.

7.7.3.1 Selección de los estados de mar de diseño y curvas de fatiga

En esta Sección, la metodología basada en la estimación del daño a fatiga a través del análisis de todos los estados de mar ocurridos durante la vida útil de la plataforma eólica flotante se compara con la propuesta por la normativa, basada en reducir a un número limitado de estados de mar el largo plazo [31] [34]. En general, estas normas suelen recomendar la selección de entre 10 y 50 estados de mar.

Para seleccionar estos estados de mar, la base de datos metoceánica se divide en 4 rangos de altura de ola significativa: 0-1.5 m, 1.5-3 m, 3-4.5 m y alturas mayores a 4.5 m. Se establece como altura de ola representativa de cada subconjunto la altura de ola media de cada rango. A su vez, para cada rango de altura de ola significativa se fijan tres rangos de velocidad de viento: 0-7 m/s, 7-14 m/s y velocidades mayores a 14 m/s. Para cada rango, la velocidad de viento se estima como la velocidad media de las velocidades incluidas en ese rango. Finalmente, se proponen cuatro rangos de periodo pico para cada rango de velocidad: 0-6 s, 6-9 s, 9-12 s y periodos mayores de 12 s. El valor medio de los periodos de cada rango se selecciona como el valor representativo del periodo pico. Se obtienen 48 estados de mar a partir de esta discretización. No obstante, se establecen un total de 35 casos como consecuencia de que la base de datos no contenía datos en algunos de los rangos anteriormente descritos. Las direcciones de oleaje y viento se obtienen a partir de los valores más probables correspondientes a cada rango. El porcentaje de ocurrencia de cada estado de mar se determina a partir de la probabilidad de presentación de cada rango en la base de datos. Los estados de mar seleccionados y su distribución dentro de la base de datos se describen en la Tabla 47 y la Figura 196, respectivamente.

Las curvas de fatiga empleadas en la evaluación del daño a fatiga son las curvas $T-N$ y $S-N$ correspondientes a eslabones de cadena sin contrete propuestas por la *API* [34] y la *DNVGL* [31], respectivamente. Los resultados del daño a fatiga, utilizando ambas aproximaciones, para cada línea de fondeo y para cada uno de los sistemas de fondeo considerando la matriz de 35 casos de estados de mar y la simulación del ciclo de vida de la plataforma se muestran en la Figura 197.

Tabla 47. Selección de los estados de mar.

Casos	H_s (m)	T_p (s)	α (°)	W (m/s)	β (°)	%
1	1	5	0	4	0	3.22
2	1	8	320	4	320	7.67
3	1	10	310	4	90	17.15
4	1	13	310	4	90	6.20
5	1	5	40	9.5	90	3.23
6	1	8	310	9.5	90	4.71
7	1	10	310	9.5	90	8.40
8	1	13	310	9.5	90	3.15
9	1	5	290	16	270	0.39
10	1	8	290	16	190	0.26
11	1	10.5	300	16	190	0.68
12	1	13	310	16	190	0.38
13	2.1	5.6	10	4.2	30	0.03
14	2.1	8	310	4.2	220	0.38
15	2.1	10.5	10	4.2	30	4.08
16	2.1	14	340	4.2	330	8.06
17	2.1	5.5	10	10.5	40	0.27
18	2.1	7.5	310	10.5	270	2.27
19	2.1	10.5	310	10.5	270	6.38
20	2.1	13.5	310	10.5	190	8.03
21	2.1	5.5	290	16.5	270	0.24
22	2.1	7.5	310	16.5	270	1.16
23	2.1	10.5	310	16.5	270	1.51
24	2.1	13.5	310	16.5	190	1.79
25	3.6	11	310	4.5	240	0.02
26	3.6	15	310	4.5	190	1.15
27	3.6	11	310	10.8	250	0.35
28	3.6	14.5	310	10.8	270	3.22
29	3.6	8	0	17.5	300	0.16
30	3.6	10.5	310	17.5	270	1.33
31	3.6	14	310	17.5	270	1.87
32	5.4	17	310	5	190	0.08
33	5.4	16	310	11.1	200	0.49
34	5.4	11	310	21	290	0.15
35	5.4	15	310	21	270	1.54

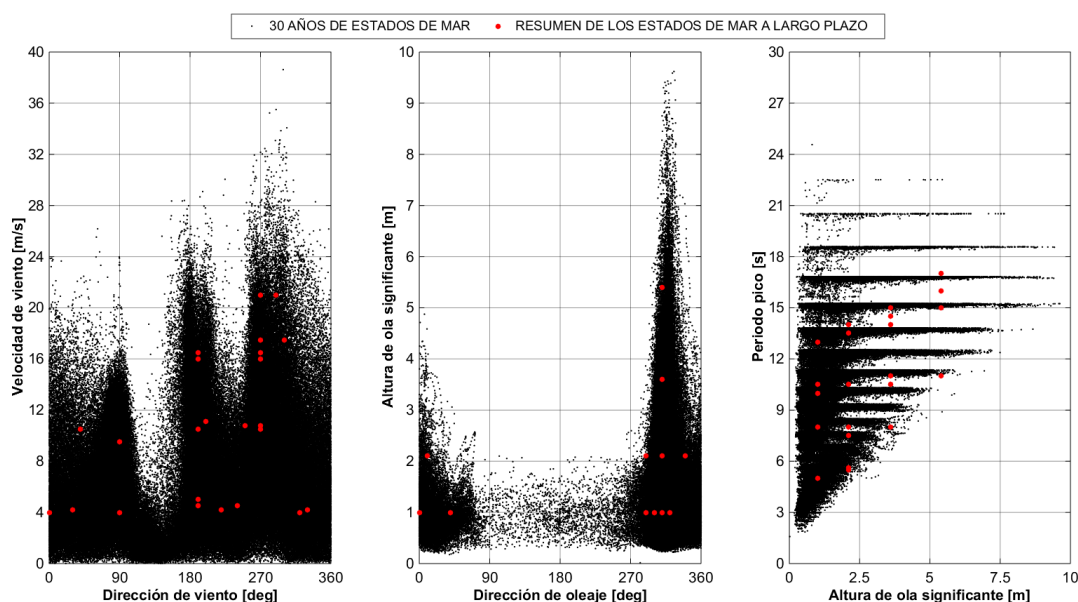


Figura 196. Resumen de los estados de mar seleccionados para reproducir las condiciones ambientales a largo plazo.

De acuerdo a los resultados obtenidos, puede concluirse que:

Primero, la curva $S-N$ estima un daño a fatiga más conservativo que la curva $T-N$. La razón se puede explicar en el hecho de que la curva $S-N$ proporciona el mismo daño a fatiga independientemente de la calidad del acero mientras que la curva $T-N$ tiene en cuenta la resistencia a rotura del acero en la evaluación del daño y, por tanto, una mayor calidad del acero reduce de forma significativa el daño a fatiga. Diferentes investigaciones han demostrado la importancia de la calidad del acero en la evaluación del daño a fatiga [146] [149].

Segundo, el daño estimado a partir de la simulación de la totalidad de la vida útil de la plataforma es mayor que el obtenido a partir de la selección discreta de estados de mar propuesta por la normativa. La simulación del ciclo de vida de la plataforma puede reducir la incertidumbre asociada a la selección de estados de mar y obtener una definición más precisa de la estimación del daño por fatiga. La Tabla 48 muestra el porcentaje de diferencia en la estimación del daño a fatiga entre el método basado en el ciclo de vida y la selección discreta de estados de mar calculada según las curvas $T-N$ y $S-N$. Se obtienen diferencias medias entre el 13 % y el 49 % en la estimación del daño a fatiga entre ambos métodos.

Finalmente, los sistemas de fondeo 1 y 2 presentan un elevado daño por fatiga. En ambos casos, la línea $M2$ es la que mayor daño a fatiga presenta. La razón es debida a que estos sistemas de fondeo tienen amplios rangos de movimientos y, por lo tanto, presentan rangos de tensión elevados. Las líneas con mayor daño a fatiga en los sistemas de fondeo 3, 4, 5 y 6 son las líneas $M2$ y $M3$ como consecuencia de la importante presencia de viento en la región situada entre el

este y el oeste. Puede concluirse que las características de las líneas de fondeo pueden influir en la distribución del daño a fatiga dentro del propio sistema de fondeo.

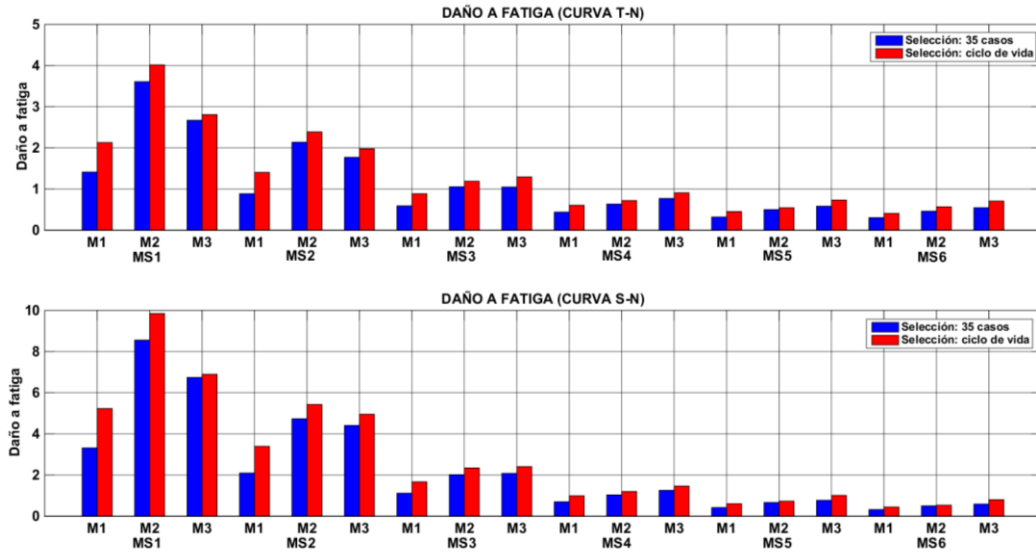


Figura 197. Daño a fatiga para los diferentes tipos de sistemas de fondeo y curvas de fatiga.

Tabla 48. Porcentaje de diferencia entre el método de ciclo de vida y la matriz discreta de estados de mar según las curvas de fatiga T-N y S-N.

SISTEMA DE FONDEO (MS)	1			2			3			4			5			6			VALORES MEDIOS		
LÍNEA DE FONDEO (M)	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
T-N (%)	51	11	5	59	12	12	50	13	24	37	14	18	41	8	26	35	23	30	46	13	19
S-N (%)	58	15	2	62	15	12	50	16	16	42	16	17	44	10	31	38	7	36	49	13	19

7.7.3.2 Influencia de la aleatoriedad de las series temporales de oleaje y viento en la evaluación del daño a fatiga

El método más preciso para estimar el daño a fatiga es el basado en el dominio del tiempo [34]. No obstante, este método introduce una incertidumbre estadística en los resultados debido a la aleatoriedad de las series temporales de oleaje y viento. Esta incertidumbre se genera en el proceso de transferencia de los datos procedentes del espectro de oleaje y viento del dominio de la frecuencia al dominio del tiempo. Por lo tanto, existen múltiples series temporales que cumplen con las características definidas en el espectro. Este hecho ocasiona que exista una importante incertidumbre en la estimación del daño a fatiga de la línea de fondeo. Para evaluar la importancia de la aleatoriedad de las series temporales de oleaje y viento, se generaron 20 series temporales de oleaje y de viento distintas para un mismo estado de mar. El sistema de fondeo bajo estudio es el tipo 2 y el estado de mar el definido por: $H_s = 3.35$ m, $T_p = 9.21$ s, $\alpha = 316.09^\circ$, $W = 12.1$ m/s y $\beta = 328.09^\circ$. La Figura 198 muestra el tiempo total de vida hasta el fallo por fatiga de cada línea

de fondeo si el estado de mar previamente definido se repite de forma cíclica. Como se puede comprobar, las líneas *M1* y *M2* son las más expuestas para este estado de mar y serán las que menor tiempo de vida tendrán hasta el fallo. Los resultados muestran que el mismo estado de mar puede provocar diferencias en la evaluación del tiempo de vida de hasta 4.16 y 3.42 años, con valores medios de tiempo de vida de 6.81 y 8.09 años en las líneas *M1* y *M2*, respectivamente. Estos resultados muestran la importancia de la aleatoriedad en la estimación del daño por fatiga.

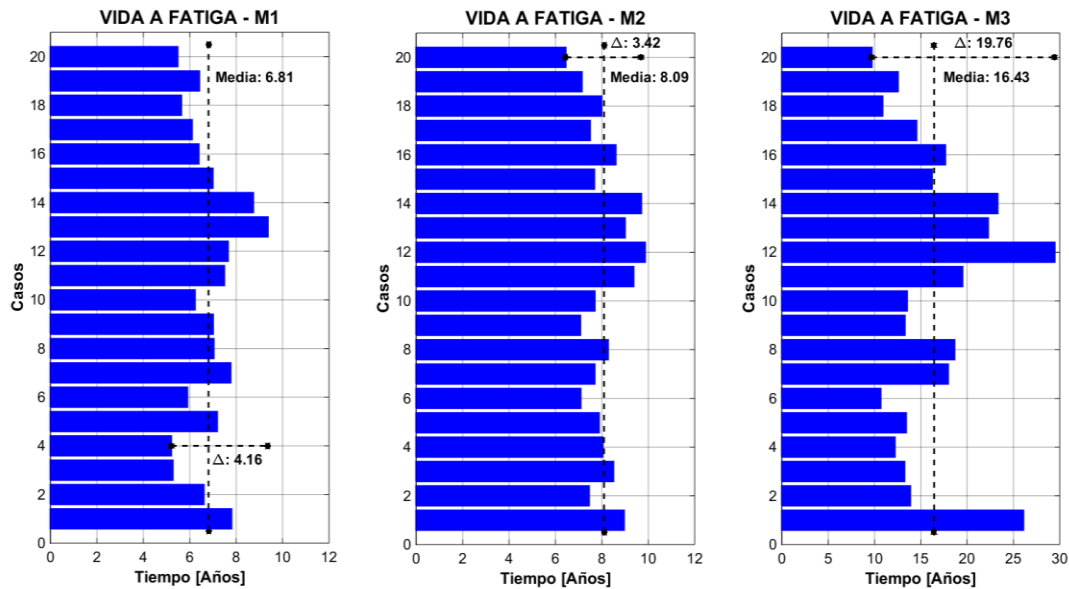


Figura 198. Tiempo transcurrido hasta alcanzar el fallo por fatiga. Sistema de fondeo 2.

Estado de mar: $H_s = 3.35 \text{ m}$ $T_p = 9.21 \text{ s}$ $\alpha = 316.09^\circ$ $W = 12.1 \text{ m/s}$ y $\beta = 328.09^\circ$.

7.7.3.3 Efecto de la corrosión en la vida a fatiga

Otro fenómeno importante a considerar en la vida a fatiga es la corrosión. Una cadena de acero en contacto permanente con agua de mar sufre un proceso de degradación que reduce sus características física-mecánicas. Normalmente, las normativas evalúan este fenómeno como una pérdida de sección efectiva del eslabón de la cadena [31]. El ratio empleado en la pérdida de sección depende del tipo de agua (polar, templada, tropical), el tipo de inspección y la parte del fondeo analizada (zona de salpicadura, zona de catenaria, zona de contacto con el fondo marino). Con el fin de evaluar el impacto que tiene la corrosión en el daño a fatiga se realiza un análisis sobre la línea *M1* considerando el sistema de fondeo tipo 2, el estado de mar propuesto en 7.7.3.2 y asumiendo un ratio de corrosión de 0.2 mm/año. La evolución del daño a fatiga teniendo en cuenta la corrosión se muestra en la Figura 199. El daño a fatiga se calcula para el estado inicial y transcurridos 5 años hasta alcanzar el periodo de 30 años. De acuerdo a los resultados obtenidos, la importancia de considerar la corrosión en el diseño a fatiga queda demostrada ya que el daño puede aumentar hasta el doble en los últimos años de vida de la plataforma con respecto a la fase de su puesta en servicio.



Figura 199. Evolución del daño a fatiga debido a la corrosión. Sistema de fondeo 2: M1.

Estado de mar: $H_s = 3.35$ m $T_p = 9.21$ s $\alpha = 316.09^\circ$ $W = 12.1$ m/s y $\beta = 328.09^\circ$.

7.7.3.4 Efecto de la pretensión en la vida a fatiga

Las curvas de fatiga propuestas por la normativa no consideran el efecto de la tensión media (pretensión) en la obtención del número de ciclos máximo que es capaz de aguantar un componente bajo la aplicación de un determinado rango de tensiones. Las correcciones de Goodman, Gerber o Soderberg son comúnmente empleadas para tener en cuenta este efecto en la evaluación del daño a fatiga [159] [160]. Estas correcciones relacionan la amplitud de tensiones ($\Delta\sigma$) para una tensión media (σ_m), con las tensiones que proporcionarían la misma vida a fatiga con una tensión media igual a cero ($\Delta\sigma_0$), por medio de la siguiente expresión:

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_0 \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right)^n \right] \quad (112)$$

Siendo $n = 1$ para las correcciones de Goodman y Soderberg, $n = 2$ para la corrección de Gerber, σ_R la tensión elástica en la corrección de Soderberg y σ_R la tensión última en las correcciones de Goodman y Gerber.

Los factores de corrección de la tensión media a través de la relación $\Delta\sigma/\Delta\sigma_0$ se presentan en la Tabla 49. En ella, se han analizado dos tipos de configuraciones: una con la plataforma flotante en posición estática y otra en presencia de un estado de mar. Se ha seleccionado el sistema de fondeo tipo 2 y el estado de mar propuesto en 7.7.3.2 para estimar los factores de corrección debidos a la tensión media. La calidad del acero considerada en este trabajo es R4S siendo su tensión última de 960 MPa y elástica de 700 MPa [139]. Los resultados muestran que la tensión media reduce el tiempo de vida. La corrección propuesta por Soderberg es la más conservativa

mientras que la de Gerber presenta valores cercanos a 1. Los resultados indican la importancia de considerar la pretensión en la evaluación del daño a fatiga.

Tabla 49. Factor de corrección de la tensión media. Relación: $\Delta\sigma/\Delta\sigma_0$

POSICIÓN ESTÁTICA DE LA PLATAFORMA: M1, M2, M3					
SISTEMA DE FONDEO	TENSION MEDIA (MPa)	CORRECCIÓN POR TENSION MEDIA			
		GOODMAN	SODERBERG	GERBER	
1	111.6563	0.8837	0.8405	0.9865	
2	112.5471	0.8828	0.8392	0.9863	
3	112.6817	0.8826	0.8390	0.9862	
4	113.2385	0.8820	0.8382	0.9861	
5	113.4420	0.8818	0.8379	0.9860	
6	114.0265	0.8812	0.8371	0.9859	
ESTADO DE MAR: M1					
SISTEMA DE FONDEO	TENSION MEDIA (MPa)	CORRECCIÓN POR TENSION MEDIA			
		GOODMAN	SODERBERG	GERBER	
1	146.5869	0.8473	0.7906	0.9767	
2	137.5512	0.8567	0.8035	0.9795	
3	128.5214	0.8661	0.8164	0.9821	
4	123.7932	0.8710	0.8232	0.9834	
5	121.0556	0.8739	0.8271	0.9841	
6	120.1624	0.8748	0.8283	0.9843	
ESTADO DE MAR: M2					
SISTEMA DE FONDEO	TENSION MEDIA (MPa)	CORRECCIÓN POR TENSION MEDIA			
		GOODMAN	SODERBERG	GERBER	
1	153.0608	0.8406	0.7813	0.9746	
2	142.6110	0.8514	0.7963	0.9779	
3	131.8447	0.8627	0.8117	0.9811	
4	125.8337	0.8689	0.8202	0.9828	
5	122.4716	0.8724	0.8250	0.9837	
6	121.2557	0.8737	0.8268	0.9840	
ESTADO DE MAR: M3					
SISTEMA DE FONDEO	TENSION MEDIA (MPa)	CORRECCIÓN POR TENSION MEDIA			
		GOODMAN	SODERBERG	GERBER	
1	71.9353	0.9251	0.8972	0.9944	
2	79.2807	0.9174	0.8867	0.9932	
3	88.3341	0.9080	0.8738	0.9915	
4	95.6605	0.9004	0.8633	0.9901	
5	100.1367	0.8957	0.8569	0.9891	
6	102.8488	0.8929	0.8531	0.9885	

7.7.4 Influencia del sistema de fondeo en la producción de la turbina de viento

La producción de energía de la plataforma eólica flotante podría estar influenciada por el tipo de fondeo. Para evaluar dicha afección, se ha seleccionado la aceleración en la nacelle como

parámetro de contraste entre los diferentes sistemas de fondeo por considerarse una variable directamente relacionada con la operatividad de la turbina. Distintos parámetros de aceleración se han comparado para cada sistema de fondeo (Figura 200): el valor más probable (*MPM*) y los percentiles del 90 %, 95 % y 99 %. Para cada uno de estos parámetros, se han propuesto diferentes umbrales de operación y se ha obtenido el porcentaje de tiempo bajo dicho umbral para la totalidad de la base de datos. A partir del parámetro *MPM* se puede comprobar como el sistema de fondeo 1 presenta un tiempo por debajo del umbral de 0.1 m/s^2 alrededor del 88 % mientras que el sistema de fondeo 6 del 94 %. Por lo tanto, el impacto del sistema de fondeo en la producción es limitado. Esta conclusión se pone aún más de manifiesto si se analiza el percentil del 99 %, donde las diferencias entre el sistema de fondeo 1 y 6 son despreciables con valores menores al 0.6 % para un umbral de 0.5 m/s^2 .

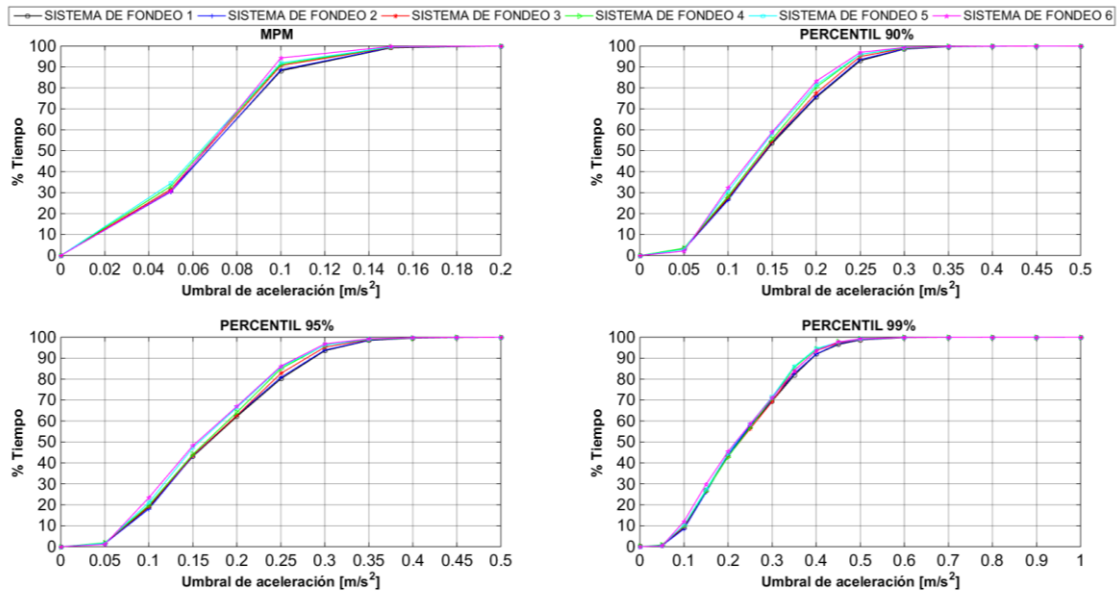


Figura 200. Porcentaje de tiempo operacional bajo los diferentes umbrales de aceleración.

7.8 Conclusiones y futuras líneas de investigación

Este Capítulo desarrolla una metodología que analiza la importancia de la direccionalidad del oleaje y del viento en la evaluación del daño a fatiga en un sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante. Esta metodología innovadora requiere la utilización de bases de datos metoceanicas históricas, avanzadas técnicas de selección de datos, modelos numéricos de simulación de plataformas eólicas flotantes y técnicas de interpolación no lineal. A partir de una base de datos metoceanica de 30 años de duración, se han seleccionado 1 000 estados de mar representativos a través de un algoritmo de máxima disimilitud. Estos estados de mar se han simulado a partir de un modelo numérico acoplado que combina la hidrodinámica de la plataforma flotante, la aerodinámica de la turbina de viento y el sistema de fondeo de la plataforma flotante. Dicho modelo numérico ha sido validado con ensayos experimentales para demostrar su fiabilidad

en la predicción de las dinámicas de la plataforma. Finalmente, haciendo uso de técnicas de interpolación no lineal, se obtiene la respuesta de la plataforma para todos los estados de mar contenidos en la base de datos, 271 728. Esta interpolación no lineal ha sido validada con el modelo numérico acoplado para las siguientes variables: movimientos de la plataforma (surge, sway y heave), tensiones y daño a fatiga en las líneas de fondeo y aceleraciones en la nacelle.

El método presentado evalúa el daño a fatiga del sistema de fondeo considerando la historia de estados de mar ocurridos en un emplazamiento objetivo durante su vida útil y elimina la incertidumbre que puede inducir la selección discreta de estados de mar representativa de las condiciones meteoceánicas a largo plazo. Los resultados muestran que la selección discreta de estados de mar infraestima el daño a fatiga. Se encuentran diferencias medias entre el 13 % y el 49 % entre ambos métodos. No obstante, estos resultados pueden variar dependiendo de la selección discreta de estados de mar realizada. La selección propuesta en este trabajo se basa en la adopción de parámetros medios debido a que la fatiga es un proceso que se desarrolla, principalmente, a largo plazo.

A su vez, este método permite seleccionar el sistema de fondeo más adecuado frente al daño por fatiga. La evaluación del daño en la línea de fondeo se realiza por medio de un método en el dominio del tiempo usando la regla de Palmgren-Miner en conexión con el método de conteo rainflow y haciendo uso de las curvas $S-N$ y $T-N$ propuestas por la normativa. A pesar de las discrepancias encontradas entre ambas curvas de diseño, ambas aproximaciones estiman que el fondeo más adecuado se obtiene para un peso lineal de 300 kg/m.

La incorporación de la vida útil en el daño a fatiga es una contribución que podría permitir reducir los factores de seguridad propuestos por las normativas aunque con cierto conservadurismo debido a la complejidad del proceso de fatiga donde otros fenómenos deberían ser contemplados: la aleatoriedad de las series temporales de oleaje y viento, la presencia de modos de carga anómalos en la línea de fondeo, la corrosión de los eslabones de la cadena debida al ambiente marino y los efectos de la pretensión y las tensiones residuales de fabricación de la cadena. Algunos de estos procesos se han analizado en este trabajo para evidenciar su importancia en la estimación del daño a fatiga:

- 1) La aleatoriedad del oleaje y del viento se ha evaluado para un estado de mar operacional con la turbina trabajando cerca de la velocidad nominal. Del análisis se concluye que el tiempo de vida hasta el fallo por fatiga puede presentar una incertidumbre de hasta 4 años en las líneas de fondeo más cargadas.
- 2) La corrosión es un proceso complejo de degradación de las propiedades físico-mecánicas de la línea de fondeo de difícil cuantificación. No obstante, adoptando un ratio de degradación en el eslabón de 0.2 mm/año se obtiene que el daño por fatiga puede aumentar

hasta el doble entre el periodo transcurrido desde la fase de puesta en servicio hasta la fase de desmantelamiento de la plataforma, al final de su vida útil.

- 3) El efecto de la pretensión en el daño por fatiga se ha evaluado a partir de las formulaciones clásicas propuestas por la teoría de fatiga. Estas aproximaciones evidencian que la amplitud de las tensiones podría aumentar hasta un 20 % y con ello la estimación del daño a fatiga.

Entre las principales futuras líneas de investigación de este Capítulo se incluye la incorporación del efecto de la corrosión y la pretensión en la metodología propuesta de evaluación del daño a fatiga basada en la vida útil de la plataforma. La cuantificación de la importancia de otros procesos involucrados en la fatiga como el efecto de las tensiones residuales o modos de carga anómalos en la línea de fondeo requeriría el uso de métodos de elementos finitos pero dotaría a la metodología descrita de un importante valor al involucrar prácticamente la totalidad de los procesos involucrados en la evaluación del daño por fatiga. Los resultados obtenidos muestran que no existe una relación clara entre el tipo de fondeo y la aceleración obtenida en la turbina por lo que un estudio más en detalle, teniendo en cuenta otros parámetros como puede ser el coeficiente de potencia, debería ser conducido para verificar los resultados obtenidos a partir del análisis de aceleraciones.

La metodología descrita y los resultados obtenidos permiten al diseñador conocer y evaluar la problemática del proceso de fatiga en una línea de fondeo. Además, le proporciona herramientas para identificar el sistema de fondeo más adecuado en una determinada localización marina y detectar los estados de mar que pueden resultar más críticos en el diseño del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

El objetivo principal de esta tesis doctoral es profundizar en el conocimiento de la dinámica del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante analizando sus principales mecanismos de fallo: los eventos extremos y el fenómeno a fatiga. La consecución de este objetivo permitirá establecer criterios de diseño para el dimensionamiento de sistemas de fondeo en plataformas eólicas flotantes y, de esta manera, reducir su incertidumbre de diseño. A continuación, se exponen las principales conclusiones del trabajo realizado haciendo un resumen cualitativo del mismo ya que las conclusiones cuantitativas han sido incluidas en el apartado de conclusiones de cada Capítulo.

En el Capítulo 1 se describe la posición que ha adquirido la energía eólica marina dentro del mix energético y sus perspectivas de futuro. Actualmente, el fuerte desarrollo que ha experimentado esta tecnología se ha concentrado, fundamentalmente, en zonas con profundidades reducidas e intermedias donde es posible instalar estructuras fijas de una forma viable, técnica y económica. La mayor parte de estas estructuras se localizan en el Mar del Norte y en el Mar Báltico por las características físicas que presentan. No obstante, la industria ha comenzado a moverse hacia aguas más profundas por varias razones, entre las que cabe destacar la mayor calidad del viento (menor turbulencia y mayor disponibilidad) y la escasa disponibilidad de localizaciones para alojar estructuras de tipo fijo. El reto del aprovechamiento de energía eólica en aguas profundas reside, precisamente, en el cambio de concepción de la tecnología a emplear ya que supone pasar de usar tecnología fija a tecnología flotante. La puesta en marcha, recientemente, del primer parque eólico marino flotante, Hywind Scotland, ha supuesto un gran avance para la industria y se prevé un aumento de este tipo de parques en los próximos años hasta alcanzar una capacidad instalada de entre 4 y 5 GW en 2030.

En el Capítulo 2 se identifica que el sistema de fondeo es un elemento clave en el desarrollo de la eólica marina flotante no solo por su contribución a la estabilidad y supervivencia de la

plataforma sino también por su participación en el coste total de la plataforma flotante. El diseño de las plataformas eólicas flotantes ha seguido, en gran medida, las directrices fijadas por la industria del petróleo y el gas. No obstante, el diseño del sistema de fondeo en cada una de las industrias ha seguido filosofías diferentes. Mientras que la industria del petróleo ha apostado por diseños con numerosas líneas de fondeo ligeras, la industria eólica ha preferido el empleo de pocas líneas, pero pesadas. Este hecho unido a las particularidades de las plataformas flotantes de eólica flotante ha propiciado la aparición de un nuevo marco normativo específico para este tipo de energías. Las nuevas tendencias indican que los nuevos parques eólicos estarán situados cada vez más alejados de la costa, a mayor profundidad y contarán con una mayor potencia de turbinas lo que indica que el diseño del sistema de fondeo desempeñará un papel importante en los futuros desarrollos eólicos.

Los objetivos de esta tesis se establecen en el Capítulo 3 atendiendo a los retos identificados en el Capítulo 1 y 2. Concretamente, se identifican cuatro temas relacionados con los sistemas de fondeo como potencialmente importantes para el futuro desarrollo de la eólica marina flotante: 1) el análisis experimental de la dinámica asociada a las líneas de fondeo. 2) la importancia de los parámetros de diseño del sistema de fondeo en el modelado numérico. 3) la influencia de las características del oleaje en las cargas del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante. 4) la evaluación a largo plazo del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante: análisis a fatiga.

En el Capítulo 4 se describe una campaña experimental realizada sobre diferentes líneas de fondeo, con distintos pesos, en configuración tipo catenaria. La tensión en el fairlead, los movimientos y la energía de la línea se identifican como los parámetros principales que definen su comportamiento dinámico. Tras una caracterización geométrica, física y mecánica de las líneas de fondeo, se analiza el comportamiento de las líneas frente a diferentes forzamientos y condiciones reales de operación incluyendo diferentes tipos de cargas oceánicas (oleaje, corrientes, oleaje-corrientes) y movimientos similares a los inducidos por la plataforma flotante a la que se encuentran acopladas. Además, el efecto del tipo de fondo marino en la dinámica de la línea se analiza considerando un suelo rígido, asimilado a una laja rocosa, y un suelo deformable, propio de un lecho arenoso. Los resultados obtenidos indican que la respuesta de la línea de fondeo es más severa en líneas con mayor peso y en movimientos inducidos con mayor amplitud y menor periodo. Además, este comportamiento se ve acentuado en presencia de un lecho marino arenoso. En general, el peso de la línea de fondeo domina el comportamiento dinámico de la línea salvo en los casos con eventos impulsivos en los que el comportamiento está regido por la rigidez de la línea de fondeo. A partir del análisis de aceleraciones registradas en la línea de fondeo, se identifican dos regímenes de trabajo: uno dinámico y otro cuasi-estático. El primero se caracteriza porque las tensiones máximas están desfasados con respecto a las

amplitudes máximas mientras que en el segundo están en fase. Por lo tanto, no siempre las tensiones máximas en la línea se corresponden con desplazamientos máximos de la plataforma flotante. Los resultados también mostraron que, aunque la línea de fondeo más pesada presenta un mayor amortiguamiento, podría ser preferible usar un mayor número de líneas de fondeo más ligeras por el comportamiento más eficiente que presenta en términos de disipación de energía. Finalmente, los resultados de los ensayos con cargas oceánicas evidenciaron que dichas cargas tienen un impacto limitado en la dinámica de la línea de fondeo.

En el Capítulo 5 se presenta un análisis paramétrico de la influencia de las variables de dimensionamiento en el comportamiento de la línea de fondeo. A partir de la validación de diferentes esquemas de modelización numérica (cuasi-estático y dinámico), se evalúa el impacto e importancia de cada parámetro de diseño en la dinámica de la línea de fondeo. Se analizan parámetros numéricos, hidrodinámicos y físico-mecánicos. Los parámetros numéricos con más influencia en el comportamiento de la línea de fondeo son el número de elementos de la línea de fondeo y el coeficiente de amortiguamiento. De acuerdo a los resultados obtenidos, los resultados más precisos se obtienen para elementos de longitud aproximada de 0.5 m y amortiguamientos situados en el rango entre el 1 ‰ y 2 ‰. Dentro de los parámetros físico-mecánicos analizados, se encuentran el peso, el diámetro, la longitud de la línea, la rigidez de la línea y el tipo de fondo marino. Los resultados muestran una dependencia significativa del peso y del diámetro en el comportamiento de la línea de fondeo y una acusada e importante sensibilidad con respecto a la longitud. Se constata, al igual que en el modelado experimental, que la rigidez desempeña un papel fundamental en la línea de fondeo en presencia de tensiones de eventos impulsivos. La variabilidad de los parámetros que definen el modelo de fricción no tiene un gran impacto en la línea de fondeo si se conoce la naturaleza del fondo marino. Por último, los parámetros hidrodinámicos analizados fueron la fuerza de inercia y la fuerza de arrastre. La fuerza de inercia apenas tuvo impacto en la dinámica de la línea mientras que la fuerza de arrastre mostró una influencia relevante, sobre todo, ante movimientos de alta frecuencia.

En el Capítulo 6, se describe una metodología para evaluar la influencia de la descripción del oleaje en las cargas del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante haciendo uso de un modelo acoplado que incorpora la hidrodinámica, la aerodinámica y la interacción con el fondeo, validado con ensayos de laboratorio. La descripción del oleaje puede realizarse en el dominio del tiempo o en el dominio de la frecuencia. En el dominio del tiempo, un determinado estado de mar se puede representar a partir de múltiples historias temporales de oleaje con distinta distribución de grupos de olas. En el dominio de la frecuencia, la energía del oleaje asociada a cada frecuencia, distribuida según espectros teóricos, quizás no sea representativa de la realidad medida por boyas en la localización objetivo. En este Capítulo, se cuantifica la incertidumbre de las cargas del sistema de fondeo asociada a ambos fenómenos. La incertidumbre asociada a la historia de oleaje

se analiza a partir de una selección de estados de mar representativos de *ELU* atendiendo a las diferentes condiciones de operación de la turbina (control pitch y de par) mediante la técnica *i-FORM*. Los resultados obtenidos muestran una importante variabilidad de las cargas, de hasta casi el 60 % aplicando el método de la carga máxima, lo que hace esencial el empleo de técnicas estadísticas para determinar la carga de diseño del fondeo. Además, se obtienen otras conclusiones relevantes relacionadas con las características del oleaje como que la carga máxima del fondeo no se obtiene para la altura de ola máxima. El tipo de análisis que se presenta en este Capítulo es bastante demandante en cuanto a recursos y, quizás, sea excesivo para dimensionamientos iniciales de la línea de fondeo. Por ello, se proponen, como primera aproximación, una serie de coeficientes de dimensionamiento ante cargas extremas que tienen en cuenta tanto la historia del oleaje como el régimen de operación de la turbina. Por último, la incertidumbre asociada a la distribución de energía frecuencial del oleaje en las cargas del fondeo se analiza comparando una serie de espectros experimentales medidos por boyas con diferentes aproximaciones teóricas de espectros. En general, los resultados muestran diferencias de cargas inferiores al 5 % entre ambas aproximaciones, aunque en algún caso se alcanza hasta el 12 %.

En el Capítulo 7 se desarrolla una metodología que permite evaluar el comportamiento a largo plazo del sistema de fondeo de una plataforma eólica. A largo plazo, el daño por fatiga es el principal modo de fallo del sistema de fondeo. La metodología propuesta integra diferentes aspectos: el impacto de todas las condiciones metoceanicas registradas durante la vida útil de la plataforma flotante; el acoplamiento de modelos hidrodinámicos, aerodinámicos y de sistemas de fondeo; las teorías más consolidadas de estimación del daño por fatiga; y técnicas de selección e interpolación de datos. Esta metodología permite seleccionar el tipo de fondeo más adecuado a una determinada localización marítima y lograr una definición muy precisa del daño por fatiga. Esta metodología se compara con la propuesta por las normativas de diseño de sistemas de fondeo que sugieren seleccionar un número discreto de estados de mar, representativos del largo plazo. Importantes diferencias se encuentran entre ambas aproximaciones, de hasta casi el 50 %. Estos resultados sugieren la gran importancia que desempeña la direccionalidad del viento y oleaje en la definición del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante comparándola con una plataforma tradicional de petróleo. Finalmente, se evalúa y cuantifica la importancia que otros procesos pueden tener en la definición del daño a fatiga como son la aleatoriedad de las variables metoceanicas, la corrosión y la pretensión de la línea de fondeo.

Las futuras líneas de investigación han sido descritas en cada Capítulo de la tesis. No obstante, a continuación, se realiza un breve resumen de todos los aspectos que se han discutido en cada uno de ellos.

Se ha comprobado como el análisis experimental constituye una herramienta muy útil para comprender el comportamiento de la línea de fondeo a escala reducida. Tras el análisis del extenso plan de ensayos propuesto en esta tesis, existen algunos aspectos en los que se debería incidir de forma más significativa, entre los que se pueden citar:

- El análisis del comportamiento de la línea de fondeo ante movimientos impuestos irregulares obtenidos a partir de espectros de movimientos que consideren la baja, la alta y la combinación de frecuencias.
- Investigar el comportamiento de la línea de fondeo con aterramiento parcial o total y, el efecto que tiene el empuje pasivo de los eslabones de la cadena en la dinámica.
- Analizar el efecto que tiene la acción simultánea del oleaje y movimientos impuestos en la dinámica de la línea de fondeo.

El análisis numérico permite conocer el comportamiento del sistema de fondeo a escala de prototipo. En esta tesis, se han analizado diferentes formas de modelización numérica y la importancia que cada uno de los parámetros de la línea de fondeo tiene en su comportamiento dinámico. Los resultados numéricos presentados han mostrado una alta semejanza con los resultados experimentales salvo en los casos con cargas impulsivas. En estos casos, existen diferentes fuentes de incertidumbres que deberían ser analizadas en detalle. Por ello, este tipo de casos deberían analizarse empleando el método híbrido (experimental y numérico), teniendo en cuenta las siguientes prescripciones:

- Reproducir adecuadamente, a escala reducida, la rigidez y el número de Reynolds de la línea de fondeo prototipo. El modelo físico deberá realizarse “a medida” para conservar todas las características del prototipo aplicando las leyes del escalado dinámico [66].
- Proponer una serie de ensayos experimentales en los que se determine como varía el coeficiente de arrastre en función del número de Reynolds.
- La modelización numérica de una carga impulsiva supone pasar de una situación con carga nula a un pico de carga, en un breve instante de tiempo. Ello puede suponer una discontinuidad numérica importante y, quizás, no sea captada adecuadamente por los modelos numéricos. Debería investigarse si este efecto puede mitigarse empleando funciones de forma de mayor orden en la modelización numérica.

En esta tesis se ha analizado la influencia que la descripción del oleaje puede tener en las cargas del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante. Un mayor grado de detalle podría obtenerse incorporando la aleatoriedad del viento a la del oleaje y, de esta forma, obtener una aproximación más realista en la definición de las cargas del sistema de fondeo.

Por último, se ha analizado el comportamiento a largo plazo del sistema de fondeo de una plataforma eólica flotante. Se ha establecido una metodología que permite captar la relevancia que tiene la variabilidad metoceánica en el proceso de fatiga y se han descrito algunos procesos que pueden afectar, de forma significativa, en la estimación del daño a fatiga como son la pretensión de la línea, la corrosión o las tensiones residuales. Una futura línea de trabajo debería incorporar dichos efectos en la metodología de evaluación del daño a fatiga presentada en esta tesis.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Borthwick, Alistair G. L. , “Marine renewable energy seascape,” *Engineering*, vol. 2, pp. 69-78, 2016.
- [2] International Energy Agency, “World Energy Outlook special report 2015: energy and climate change,” Paris, 2015.
- [3] Gruber, N., Clement, D., Carter, B. R., Feely, R. A., van Heuven, S., Hoppema, M., Ishii, M., Key, R. M., Kozyr, A., Lauvset, S. K., Lo Monaco, C., Mathis, J. T., Murata, A., Olsen, A., Perez, F. F., Sabine, C. L., Tanhua, T., Wanninkhof, R., “The oceanic sink for anthropogenic CO₂ from 1994 to 2007,” *Science*, vol. 363, no. 6432, pp. 1193-1199, 2019.
- [4] International Energy Agency: Secure Sustainable Together, “World Energy Outlook 2018: Gold standard of long-term energy analysis,” 2018.
- [5] Global Wind Energy Council, “Global wind report 2018,” April, 2019.
- [6] Wind Europe, “Offshore wind in Europe. Key trends and statistics 2018,” Published February 2019.
- [7] DNVGL-ST-0119, Floating wind turbine structures, July 2018.
- [8] Bureau Veritas. NI 572 DT R02 E, Classification and certification of floating offshore wind turbines, January 2019.
- [9] National Oceanic and Atmospheric Administration (NOAA), [Online].
Available: <https://maps.ngdc.noaa.gov/viewers/bathymetry/>. [Accessed 2019 3 1].
- [10] Statoil, “Hywind,” [Online].
Available: <https://www.equinor.com/>. [Accessed 1 3 2019].
- [11] Principle Power, “WindFloat,” [Online].
Available: <http://principlepowerinc.com/en/windfloat>. [Accessed 1 3 2019].

- [12] Fukushima Offshore Wind Consortium, “Fukushima FORWARD,” [Online].
Available: <http://www.fukushima-forward.jp/english/index.html>. [Accessed 13 2019].
- [13] Wind Europe, “Floating offshore wind energy, a policy blueprint for Europe,” October 2018.
- [14] Garrad Hassan (GL Group), “Floating wind foundations in buoyant mode,” *Energize renewables*, vol. 2, p. 13, September 2012.
- [15] Carbon Trust, “Floating Offshore Wind: Market and Technology Review,” June, 2015.
- [16] PetroWiki, “History of offshore drilling units,” [Online].
Available: https://petrowiki.org/History_of_offshore_drilling_units. [Accessed 5 3 2019].
- [17] Silcox, W. H., et al., “Offshore Operations, Chapter 18,” in *Petroleum Engineering Handbook*, Texas, Second edition. Richardson, 1987.
- [18] Lanquetin, B., “More than 30 Years' Experience with F(P)SOs and offloading techniques,” in *Proceedings of the International Petroleum Technology Conference*, IPTC-10901-MS, 978-1-55563-991-4, Disciplines: 1.10 Drilling Equipment, 4.6.2 Liquified Natural Gas, 5.2.1 Phase Behavior and PVT Measurements, 4.5.4 Mooring Systems, 4.1.9 Tanks and storage systems, 4.2.4 Risers, 4.5.3 Floating , 18 pages, Doha, Qatar, 2005.
- [19] Gordon, R. B., Brown, M. G., Allen, E. M., “Mooring integrity management: a state-of-the-art review,” in *Proceedings of the 45 th Offshore Technology Conference*, OTC-25134-MS, 978-1-61399-308-8, Disciplines: 4.5.4 Mooring Systems, 19 pages, Houston, Texas, 2014.
- [20] Ma, Kai-tung, Duggal, A., Smedley, P., L'Hostis, D., Shu, H., “A historical review on integrity issues of permanent mooring systems,” in *Proceedings of the 44th Offshore Technology Conference*, OTC-24025-MS, 978-1-61399-241-8, Disciplines: 4.6 Natural Gas, 4.1.5 Processing Equipment, 4.5.4 Mooring Systems, 4.2.4 Risers, 4.3.4 Scale, 4.2.3 Materials and Corrosion, 14 pages, Houston, Texas, 2013.
- [21] Kvitrud, A., “Lessons learned from the Norwegian mooring line failures 2010-2013,” in *Proceedings of the ASME 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2014-23095, V04AT02A005, Volume 4A: Structures, Safety and Reliability, 10 pages, San Francisco, California, USA, 2014.

- [22] Oil & Gas UK, Mooring Integrity Guidance, November 2008.
- [23] Rampi, L., Dewi, F., Vargas, P., “Chain out of plane bending (OPB) Joint Industry Project (JIP) summary and main results,” in *Proceedings of the 46th Offshore Technology Conference*, OTC-25779-MS, 978-1-61399-379-8, Disciplines: 4.3.4 Scale, 32 pages, Houston, Texas, 2015.
- [24] Gabrielsen, ø., Larsen, K., Reinholdtsen, S., “Fatigue testing of used mooring chain,” in *Proceedings of the ASME 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2017-61382, V001T01A072, Volume 1: Offshore Technology, 11 pages, Trondheim, Norway, 2017.
- [25] Gabrielsen, ø., Liengen, T., Molid, S., “Microbiologically influenced corrosion on seabed chain in the North Sea,” in *Proceedings of the ASME 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2018-77460, V003T02A045, Volume 3: Structures, Safety, and Reliability, 9 pages, Madrid, Spain, 2018.
- [26] Bartrop, N. D. P., *Floating structures: a guide for design and analysis*, Vol 1 & 2, Ledbury, England: OPL, 1998.
- [27] Harris, R. E., Johanning, L., Wolfram, J., “Mooring systems for wave energy converters: A review of design issues and choices,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part B: Journal of Engineering Manufacture*, vol. 220, no. 4, pp. 159-168, 2004.
- [28] Almazán, J. L., Palomino, M. C., Paramio, J. M., Espinosa, J., “Ingeniería marítima: sistema de fondeo y anclaje,” Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos. Universidad Politécnica de Madrid.
- [29] Chakrabarti, S., *Handbook of offshore engineering*, Elsevier, 2005.
- [30] DNVGL-CP-0100, Synthetic fibre ropes for towing, mooring and anchoring, March 2016.
- [31] DNVGL-OS-E301, Position mooring. Offshore standard, July 2018.
- [32] DNVGL-OS-E302, Offshore mooring chain, July 2015.
- [33] DNVGL-OS-E304, Offshore mooring steel wire ropes, July 2015.
- [34] API RP 2SK, Design and analysis of station keeping systems for floating structures, 3rd Edition, American Petroleum Institute, USA, 2008.

- [35] API RP 2SM, Design, manufacture, installation, and maintenance of synthetic fiber ropes for offshore mooring, July 2014.
- [36] API SPEC 2F, Specification for mooring chain, June, 1997.
- [37] ABS 8-2014, Rules for building and classing single point moorings., January, 2014.
- [38] ABS, Guide for the certification of offshore mooring chain, May 2017.
- [39] ABS, Guidance notes on the application of fiber rope for offshore mooring, August 2011 (updated February 2014).
- [40] International Organization for Standardization, “Standards catalogue,” [Online].
Available: <https://www.iso.org/standard/34591.html>. [Accessed 3 3 2019].
- [41] Davidson, J., Ringwood, J., “Mathematical modelling of mooring systems for wave energy converters - A review,” *Energies*, vol. 10, no. 5, pp. 666-711, 2017.
- [42] ANSYS, ANSYS AQWA, Version 15.0, Canonsburg, PA, USA, 2013.
- [43] SESAM, “User's manual,” (online) <http://www.dnv.com>.
- [44] Wood group, [Online].
Available: <https://www.woodgroup.com/what-we-do/view-by-products-and-services/digital-solutions/flexcom>. [Accessed 3 3 2019].
- [45] Orcina, *OrcaFlex manual - version 9.8b*, 2014.
- [46] PROTEUS DS, “ProteusDS Manual v2.45,” 4 June 2018. [Online].
Available: <file:///F:/Tesis/bibliografia/ProteusDS%202015%20Manual.pdf>. [Accessed 3 3 2019].
- [47] NREL, “Instructional and theory guide to the mooring analysis program,” [Online].
Available: https://nwtc.nrel.gov/system/files/MAP_v0.87.06a-mdm.pdf. [Accessed 3 3 2019].
- [48] Hall, M, “MoorDyn—Users Guide,” [Online].
Available: <http://www.matt-hall.ca/index.html>. [Accessed 3 3 2019].

- [49] Swift, M. R., Dewhurst, T., Baldwin, K. C., Wosnik, M. M., “Design of a mooring system for an inertia tube wave energy collector,” in *Proceedings of the IEEE Oceans*, 14842619, 0197-7385, St John's, NL, Canada, 2014.
- [50] Palm, J, “Thesis: Mooring dynamics for wave energy applications. A high-order discontinuous Galerkin method for cables, coupled to Reynolds averaged Navier-Stokes simulations,” Department of Shipping and Marine Technology. Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 2017.
- [51] Bergdahl, L, “MODEX user's manual version 3,” Report series B:62. Department of Hydraulics. Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 1996.
- [52] Gobat, J., Grosenbaugh, M., “WHOI Cable v2.0: Time domain numerical simulation of moored and towed oceanographic systems,” Woods Hole Oceanographic Institute, Woods Hole, MA, USA, 2000.
- [53] Azcona, J., Munduate, X., González, L., Nygaard, T. A., “Experimental validation of a dynamic mooring lines code with tension and motion measurements of a submerged chain,” *Ocean Engineering*, vol. 129, pp. 415-427, 2017.
- [54] MARIN, “MARIN Software for offshore applications,” [Online].

Available: file:///C:/Users/EERR/Downloads/2018_SoftwareSeminar.pdf. [Accessed 3 3 2019].
- [55] IEC, IEC 61400-3 Wind turbines – Part 3: Design requirements for offshore wind turbines, 2009.
- [56] ABS, Guide for building and classing floating offshore wind turbine installations, January 2013 (updated July 2014).
- [57] ClassNK , Guidelines for offshore floating wind turbine structures (First edition), July 2012.
- [58] Morooka, C. K., Carvalho, M. D. B. M., “Evaluation of alternatives for offshore petroleum production system in deep and ultradeep water depth,” in *Proceedings of the ASME 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2011-49978, Volume 1: Offshore Technology; Polar and Arctic Sciences and Technology, pp. 655-662, 8 pages, Rotterdam, The Netherlands, 2011.

- [59] Ahilan, RV, “On mooring systems for oil & gas vs floating wind,” in *Offshore Engineering Society*, Institution of Civil Engineers, London, 10th January 2018.
- [60] Mobile Offshore Production Unit Register, Clarksons Research.
- [61] Steen, K. E., Statoil, “Hywind Scotland - status and plans,” in *EERA DeepWind' 2016*, Trondheim, Norway, 2016.
- [62] Lindahl, J. , “Modellförsök med en förankringskabel,” Report Series A:12, Department of Hydraulics, Chalmers University of Technology, 1985.
- [63] Simos, A. N., Fajarra, A. L. C., “Dynamic tension on mooring lines. Comparison of numerical and experimental results,” in *Proceedings of the 14th International Offshore and Polar Engineering Conference*, ISOPE-I-04-178, 6 pages, Toulon, France, 2004.
- [64] Gobat, J. I., Grosenbaugh, M. A., “Dynamics in the touch-down region of catenary moorings,” in *Proceedings of the 11th International Offshore and Polar Engineering Conference*, ISOPE-01-11-4-273, 1053-5381, Volume 11, Issue 04, 9 pages, Stavanger, Norway, 2001.
- [65] Journée, J. M. J., Massie, W. W., Offshore hydromechanics, Delft University of Technology, 2001.
- [66] Bergdahl, L., Palm, J., Eskilsson, C., Lindahl, J., “Dynamically scaled model experiment of a mooring cable,” *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 4, no. 1, p. 5, 2016.
- [67] Mansard, E. P. D., Funke, E. R., “The measurement of incident and reflected spectra using a least squares method,” *Coastal Engineering*, vol. 8, pp. 154-172, 1980.
- [68] “QUALYSIS,” [Online].

Available: <https://www.qualisys.com/>. [Accessed 26 September 2016].
- [69] Hughes, S. A., Physical models and laboratory techniques in coastal engineering, Advanced Series on Ocean Engineering-Volume 7, 1993.
- [70] Webster, W. C., “Mooring-induced damping,” *Ocean Engineering*, vol. 22, no. 6, pp. 571-591, 1995.
- [71] DNVGL-RP-F205, Global performance analysis of deepwater floating structures, June 2017.

- [72] Morison, J. R., O'Brien, M. P., Johnson, J. W. and Schaaf, S. A., "The force exerted by surface waves on piles," *Journal of Petroleum Technology*, vol. 2, no. 5, pp. 149-154, 1950.
- [73] Faltisen, O. M., Sea loads on ships and offshore structures, Cambridge, 1990.
- [74] Walton, T. S., Polachek, H., "Calculation of transient motion of submerged cables," *Mathematics of Computation*, vol. 14, no. 69, pp. 27-46, 1960.
- [75] Masciola, M., Jonkman, J., Robertson, A., "Extending the capabilities of the mooring analysis program: A survey of dynamic mooring line theories for integration into FAST," in *Proceedings of the ASME 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2014-23508, V09AT09A032, Volume 9A: Ocean Renewable Energy, 13 pages, San Francisco, California, 2004.
- [76] Hall, M., Goupee, A. , "Validation of a lumped-mass mooring line model with DeepCwind semisubmersible model test data," *Ocean Engineering*, vol. 104, pp. 590-603, 2015.
- [77] Montano, A., Restelli, M., Sacco, R. , "Numerical simulation of tethered buoy dynamics using mixed finite elements," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 196, pp. 4117-4129, 2007.
- [78] Vassalos, D., Huang, S. , "Dynamics of small-sagged taut-slack marine cables," *Computers & Structures*, vol. 58, pp. 557-562, 1996.
- [79] Palm, J., Eskilsson, C., Bergdahl, L., "An hp-adaptive discontinuous Galerkin method for modelling snap loads in mooring cables," *Ocean Engineering*, vol. 144, pp. 266-276, 2017.
- [80] Aamo, O. M., Fossen, T. I. , "Finite element modelling of mooring lines," *Mathematics and Computers in Simulation*, pp. 405-422, 2000.
- [81] Aamo, O. M., Fossen, T. I. , "Finite element modelling of moored vessel," *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, vol. 7, pp. 47-75, 2001.
- [82] Leonard, J. W., Nath, J. H. , "Comparison of finite element and lumped parameter methods for oceanic cables," *Engineering Structures*, vol. 3, pp. 153-167, 1981.
- [83] Garrett, D. L., "Dynamic analysis of slender rods," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 104, pp. 302-306, 1982.

- [84] Triantafyllou, M. S., Cable mechanics with marine applications, Cambridge, USA: Lecture notes. Department of Ocean Engineering Massachusetts Institute of Technology, 1990.
- [85] Van den Boom, H. J. J., “Dynamic behaviour of mooring lines,” in *Proceedings of the BOSS Conference*, Delft, The Netherlands, 1985.
- [86] Palm, J., Paredes, G. M., Eskilsson, C., Pinto, F. T., Bergdahl, L., “Simulation of mooring cable dynamics using a discontinuous Galerkin method,” in *Proceedings of the 5th International Conference on Computational Methods in Marine Engineering, MARINE 2013*, 9788494140747, 12 pages, Patriotische Gesellschaft, Hamburg, Germany, 2013.
- [87] Kwan, C., Bruen, F., “Mooring line dynamics: comparison of time domain, frequency domain, and quasi-static analyses,” in *Proceedings of the 23rd Offshore Technology Conference*, OTC-6657-MS, 978-1-61399-087-2, Disciplines: 4.5.4 Mooring Systems, 14 pages, Houston, Texas, USA, 1991.
- [88] Jonkman, J. M., Buhl, M. L., Jr, “Development and verification of a fully coupled simulator for offshore wind turbines,” in *Proceedings of the 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Wind Energy Symposium*, AIAA 2007-212, DE-AC36-99-GO10337, 25 pages, Reno, Nevada, USA, 2007.
- [89] Peyrot, A. H., Goulois, A. M., “Analysis of cable structures,” *Computers & Structures*, vol. 10, pp. 805-813, 1979.
- [90] Liu, Y. and Bergdahl, L., “Frequency-domain dynamic analysis of cables,” *Engineering Structures*, vol. 19, no. 6, pp. 499-506, 1997.
- [91] Anderson, E., Bai, Z., Bischof, C., Blackford, S., Demmel, J., Dongarra, J., Du Croz, J., Greenbaum, A., Hammarling, S., McKenney, A., Sorensen, D., “LAPACK Users’ Guide,” Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, USA, 1999.
- [92] Thomas, L. H., “Elliptic problems in linear differential equations over a network,” Watson Sci. Comput. Lab Report, Columbia University, New York, USA, 1949.
- [93] Hindmarsh, A. C., “ODEPACK, a systematized collection of ODE solver,” Stepleman, Carver, Peskin, Ames and Vichnevetsky: IMACS Transactions on Scientific Computation., 1983.
- [94] DNVGL-RP-C205. Environmental conditions and loads, August 2017.

- [95] Ji, C., Xu, S., “Verification of a hybrid model test method for a deep water floating system with large truncation factor,” *Ocean Engineering*, vol. 92, pp. 245-254, 2014.
- [96] Haukanes, A. L., Ronold, K. O., Argyriadis, K., “Revision of DNV-GL design standard for floating wind turbine structures,” in *Proceedings of the ASME 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2017-62313, V009T12A002, Volume 9: Offshore Geotechnics; Torgeir Moan Honoring Symposium, 6 pages, Trondheim, Norway, 2017.
- [97] Robertson, A., Jonkman, J., Vorpahl, F., Popko, W., Qvist, J., Frøyd, L., Chen, X., Azcona, J., Uzunoglu, E., Guedes Soares, C., Luan, C., Yutong, H., Pengcheng, F., Yde, A., Larsen, T., Nichols, J., Buils, R., Lei, L., Anders Nygard, T., et al., “Offshore code collaboration continuation within IEA wind task 30: phase II results regarding a floating semisubmersible wind system,” in *Proceedings of the ASME 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2014-24040, V09BT09A012, Volume 9B: Ocean Renewable Energy, 15 pages, San Francisco, California, USA, 2014.
- [98] Robertson, A., Wendt, F., Jonkman, J., Popko, W., Dagher, H., Gueydon, S., Qvist, J., Vittori, F., Azcona, J., Uzunoglu, E., Guedes Soares, C., Harries, R., Yde, A., Galinos, C., Hermans, K., Bernardus de Vaal, J., Bozonnet, P., Bouy, L., et al., “OC5 project phase II: validation of global loads of the deepCwind floating semisubmersible wind turbine,” *Energy Procedia*, vol. 137, pp. 38-57, 2017.
- [99] Camus, P., Mendez, F., Medina, R., Cofiño, A., “Analysis of clustering and selection algorithms for the study of multivariate wave climate,” *Coastal Engineering*, vol. 58, no. 6, p. 453–462, 2011.
- [100] Haver, S., Winterstein, S. R., “Environmental contour lines: A method for estimating long term extremes by a short term analysis,” *Transactions - Society of Naval Architects and Marine Engineers*, vol. 116, 2008.
- [101] Del Jesus, F., Guanche, R., Losada, I. J., “New proposal for extreme data management for offshore wind applications,” in *The European Wind Energy Association*, Paris, France, 2015.
- [102] Hsu, W., Thiagarajan, K. P., Manuel, L., “Extreme mooring tensions due to snap loads on a floating offshore wind turbine system,” *Marine Structures*, vol. 55, pp. 182-199, 2017.

- [103] Azcona, J., Palacio, D., Munduate, X., González, L., Nygaard, T. A., “Impact of mooring lines dynamics on the fatigue and ultimate loads of three offshore floating wind turbines computed with IEC 61400-3 guideline,” *Wind Energy*, vol. 20, pp. 797-813, 2017.
- [104] IHCantabria and BiMEP in the framework of TRL+ project, Metocean analysis of BiMEP for offshore design, March 2017.
- [105] Iturrioz, A., del Jesus, F., Guanche, R., Acevedo, A., Chiri, H., Abascal, A. J., García, A., Espejo, A., Losada, I. J., Marina, D., Torre-Enciso, Y., “Metocean characterization of BiMEP for WEC design,” in *Proceedings of the 12th European, Wave and Tidal Energy Conference*, Cork, Ireland, 2017.
- [106] Menendez, M., García-Diez, M., Fita, L., Fernández, J., Méndez, F. J., Gutiérrez, J. M., “High-resolution sea wind hindcasts over the mediterranean area,” *Climate Dynamics*, vol. 42, no. 7-8, pp. 1857-1872, 2014.
- [107] Skamarock, W. C., Klemp, J. B., Dudhia, J., Gill, D. O., Baker, D. M., Duda, M. G., Huang, X-Y., Wang, W., Powers, J. G., A description of the advanced research WRF version 3. NCAR/TN-475+STR, National Center for Atmospheric Research, Boulder, CO, USA, 2008.
- [108] Saha, S., Moorthi, S., Pan, H-L., Wu, X., Wang, J., Nadiga, S., Tripp, P., Kistler, R., Woollen, J., Behringer, D., Liu, H., Stokes, D., Grumbine, D., Gayno, G., Wang, J., Hou, Y-T, Chuang, H-Y., Juang, H-M. H., Sela, J., Iredell, M., Treadon, R., et al, “The NCEP climate forecast system reanalysis,” *American Meteorological Society*, vol. 91, no. 8, pp. 1015-1057, 2010.
- [109] Jonkman, B. J., Kilcher, L., “Technical Report: TurbSim User's Guide: Version 1.06.00.,” National Renewable Energy Laboratory, 2012.
- [110] Emeis, S., Wind energy meteorology. Atmospheric physics for wind power generation, Verlag Berlin Heidelberg: Springer, 2013 .
- [111] Reguero, B. G., Menéndez, M., Méndez, F. J., Mínguez, R., Losada, I. J., “A Global Ocean Wave (GOW) calibrated reanalysis from 1948 onwards.,” *Coastal Engineering*, vol. 65, p. 8–55, 2012.

- [112] Winterstein, S. R., Ude, T. C., Cornell, C. A., Bjerager, P., Haver, S., “Environmental parameters for extreme response: inverse FORM with omission factors,” in *Proceedings of International Conference on Structural Safety and Reliability*, ICOSSAR-93, 8 pages, Innsbruck, Austria, 1993.
- [113] Madsen, H. O., Krenk, S., Lind, N. C., *Methods of structural reliability*, Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall, 1986.
- [114] Robertson, A., Jonkman, J., Wendt, F., Goupee, A., Dagher, H., “Technical Report: Definition of the OC5 DeepCwind semisubmersible floating system,” National Renewable Energy Lab and University of Maine.
- [115] Jonkman, J., Butterfield, S., Musial, W., Scott, G., “Technical Report: Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development,” National Renewable Energy Laboratory. NREL/TP-500-38060, February 2009.
- [116] Armesto, J. A., Ayllón, V., Barrera, C., Laguillo, C., Guanche, R., “On the importance of restoring term approximations for large pitching floating devices,” *International Journal of Marine Energy*, vol. 19, pp. 164-176, 2017.
- [117] Martini, M., Guanche R., Armesto, J. A., Losada, I. J., Vidal, C., “Met-ocean conditions influence on floating offshore wind farms power production,” *Wind Energy*, vol. 19, no. 3, pp. 399-420, 2015.
- [118] Armesto, J. A., Sarmiento, J., Ayllón, V., Iturrioz, A., Jurado, A., Guanche, R., Losada, I. J., “Numerical and experimental study of a multi-use platform,” in *Proceedings of the ASME 35th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2016-54427, V006T09A018, Volume 6: Ocean Space Utilization-Ocean Renewable Energy, 11 pages, Busan, South Korea, 2016.
- [119] Ogilvie T., “Recent progress towards the understanding and prediction of ship motions,” in *Proceedings of the 5th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Paper 491, pp. 3-80, Bergen, Norway, 1964.
- [120] Cummins, W. E., “The impulse response function and ship motions,” *Schiff-stechnik*, vol. 9, p. 101–109, 1962.
- [121] Pinkster, J. A., “Low frequency second order wave exciting forces on floating structures,” NSMB Publication No. 650, Wageningen, Netherlands, 1980.

- [122] Simos, A. N., Ruggeri, F., Watai, R. A., Souto, A., Lopez, C., “Slow-drift of a floating wind turbine: An assessment of frequency-domain methods based on model tests,” *Renewable Energy*, vol. 116, pp. 133-154, 2018.
- [123] Gueydon, S., Duarte, T., Jonkman, J., Bayati, I., Sarmento, A., “Comparison of second order loads on a semisubmersible floating wind turbine,” in *Proceedings of the ASME 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2014-23398, V09AT09A024, Volume 9A: Ocean Renewable Energy, 12 pages, San Francisco, California, 2014.
- [124] Duarte, T., Sarmento, A., Jonkman, J., “Effects of second-order hydrodynamic forces on floating offshore wind turbines,” in *Proceedings of 32nd ASME Wind Energy, AIAA SciTech*, 9781632669278, Volume: Offshore wind energy systems, 15 pages, National Harbour, Maryland, 2014.
- [125] De los Dolores, D., Meseguer, A., Armesto, J. A., Martini, M., Guanche, R., “Aerodynamic wind turbine model for floating offshore wind platform,” in *III Marine Energy Week*, Bilbao, Spain, 2017.
- [126] Hansen, M. O. L., *Aerodynamics of wind turbines*, Earthscan, Routledge, 2015.
- [127] Harnois, V., Thies, P. R., Johanning, L., “On peak mooring loads and the influence of environmental conditions for marine energy converters,” *MPDI Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 4 (2), no. 29, 2016.
- [128] DNV-OS-J101, *Design of offshore wind turbine structure*, 2014.
- [129] Lara, J. L., Garcia, N., Losada, I. J., “RANS modelling applied to random wave interaction with submerged permeable structures,” *Coastal Engineering*, vol. 53, no. 5-6, pp. 395-417, 2006.
- [130] Van Helvoirt, L. C., “Static and fatigue tests on chain links and chain connecting links,” in *Proceedings of the 14th Offshore Technology Conference*, OTC-4179-MS, 978-1-61399-072-8, Disciplines: 4.2.3 Materials and Corrosion, 4.5.4 Mooring Systems, 4.5.3 Floating Production Systems, 8 pages, Houston, Texas, 1982.

- [131] Lereim, J., "Summary of the 4-year research project: anchor chain cables offshore," in *Proceedings of the 17th Offshore Technology Conference*, OTC-5060-MS, 978-1-61399-078-0, Disciplines: 1.10 Drilling Equipment, 4.2.3 Materials and Corrosion, 4.1.2 Separation and Treating, 4.3.4 Scale, 4.1.5 Processing Equipment, 4.5.4 Mooring Systems, 8 pages, Houston, Texas, 1985.
- [132] API RP 2FP1, Recommended practice for design, analysis, and maintenance of moorings for floating production systems, USA: 1st Edition, American Petroleum Institute, 1993.
- [133] DNV-OS-E301, Position mooring. Offshore standard, June 2001.
- [134] Lassen, T., Syvertsen, K., "Fatigue reliability and life-cycle cost analysis of mooring chains," *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, vol. 7, no. 2, pp. 135-140, 1997.
- [135] Thies, P., Johanning, L., Harnois, V., Smith, H., Parish, D., "Mooring line fatigue damage evaluation for floating marine energy converters: Field measurements and prediction," *Renewable Energy*, vol. 63, pp. 133-144, 2014.
- [136] Xue, X., Chen, N., Wu, Y., Xiong, Y., Guo, Y., "Mooring system fatigue analysis for a semi-submersible," *Ocean Engineering*, vol. 156, pp. 550-563, 2018.
- [137] Martinez, I., Bastid, P., Venugopal, V., "Prediction of residual stresses in mooring chains and its impact on fatigue life," in *Proceedings of the ASME 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2017-61720, V03AT02A034, Volume 3A: Structures, Safety and Reliability, 10 pages, Trondheim, Norway, 2017.
- [138] Polinsky, A., Feinstein, R., Shi, S., Kuki, A., "LiBrain: software for automated design of exploratory and targeted combinatorial libraries," *Molecular Diversity and Combinatorial Chemistry*, A. Chemical Society, Ed. Washington D.C., USA, pp. Polinsky, A., Feinstein, R., Shi, S., Kuki, A., 1996. LiBrain: software for automated design of expl219-232, 1996.
- [139] "Vicinay Cadenas brochure," [Online].
Available: <http://www.vicinaycadenas.net/brochure/mobile/index.html#p=30>. [Accessed 17 December 2018].
- [140] Barrera, C., Losada, I. J., Guanche, R., Johanning, L., "The influence of wave parameter definition over floating wind platform mooring systems under severe sea states," *Ocean Engineering*, vol. 172, pp. 105-126, 2019.

- [141] Karimirad, M., Moan, T., “A simplified method for coupled analysis of floating offshore wind turbines,” *Marine Structures*, vol. 27, pp. 45-63, 2012.
- [142] Jonkman, J. M., Buhl Jr., M. I., “FAST User’s Guide. Technical report NREL/EL-500-38230,” USA, 2005.
- [143] Larsen, T. J., Hanson, T. D., “A method to avoid negative damped low frequent tower vibrations for a floating, pitch controlled wind turbine,” *Journal of Physics, The Science of Making Torque from Wind, IOP Publishing, Conference Series 75 012073.*, 2007.
- [144] Barrera, C., Guanche, R., Losada, I. J., “Experimental modelling of mooring systems for floating marine energy concepts,” *Marine Structures*, vol. 63, pp. 153-180, 2019.
- [145] Fatemi, A., Yang, L., “Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials,” *International Journal of Fatigue*, vol. 20, pp. 9-34, 1998.
- [146] Pérez-Mora, R., Palin-Luc, T., Bathias, C., Paris, P. C., “Very high cycle fatigue of a high strength steel under sea water corrosion: A strong corrosion and mechanical damage coupling,” *International Journal of Fatigue*, vol. 74, pp. 156-165, 2015.
- [147] Palmgren, A. G., “Die Lebensdauer von Kugellagern (Life length of roller bearings or durability of ball bearings),” *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure (ZVDI)*, vol. 14, pp. 339-341, 1924.
- [148] Miner, M. A., “Cumulative damage in fatigue,” *Journal of Applied Mechanics*, vol. 67, pp. 159-164, 1945.
- [149] Arredondo, A., Fernández, J., Silveira, E., Arana, J. L., “Corrosion fatigue behavior of mooring chain steel in seawater,” in *Proceedings of the ASME 35th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, OMAE2016-54426, V001T01A006, Volume 1: Offshore Technology-Offshore Geotechnics, 8 pages, Busan, South Korea, 2016.
- [150] Jiao, J., Moan, T., “Probabilistic analysis of fatigue due to Gaussian load processes,” *Probabilistic Engineering Mechanics*, vol. 5, pp. 76-83, 1990.
- [151] Gao, Z., Moan, T., “Frequency-domain fatigue analysis of wide-band stationary Gaussian processes using a trimodal spectral formulation,” *International Journal of Fatigue*, vol. 30, pp. 1944-1955, 2008.

- [152] ASTM E1049-1985, Standard practices for cycle counting in fatigue analysis, 1985.
- [153] Dowling, N. E., "Fatigue-failure predictions for complicated stress-strain histories," *Journal of Materials ASTM*, vol. 7, no. 1, pp. 71-87, 1972.
- [154] Watson, P., Dabell, B. J., "Cycle counting and fatigue damage," Symposium on statistical aspects of fatigue testing. Warwick University, 1975.
- [155] Matsuishi, M., Endo, T., "Fatigue of metals subjected to varying stress," Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan, 1968.
- [156] Rychlik, I., "A new definition of the rainflow cycle counting method," *International Journal of Fatigue*, vol. 9, no. 2, pp. 119-121, 1987.
- [157] The WAFO group, "WAFO – A matlab toolbox for analysis of random waves and loads," Lund University. Faculty of engineering. Centre for mathematical sciences. Mathematical Statistics, September 2017 .
- [158] Rippa, S., "An algorithm for selecting a good value for the parameter c in radial basis function interpolation," *Advances in Computational Mathematics*, vol. 11, pp. 193-210, 1999.
- [159] Rodríguez, M. C., Fernández, A. C., Belzunce, F. J., López, M., "Efecto de la tensión media en el comportamiento a fatiga de barras corrugadas de acero inoxidable dúplex," *Anales de Mecánica de Fractura*, vol. 22, pp. 353-359, 2005.
- [160] Bannantine, J., Comer, J., Handrock, J., Fundamentals of metal fatigue analysis, Prentice Hall, 1990.

ANEXO I

CONTRIBUCIONES CIENTÍFICAS DE ESTA TESIS DOCTORAL

**Artículos publicados o en revisión en revistas SCI (revisión por pares)
directamente vinculados con la tesis doctoral.**

- Barrera, C., Guanche, R., Losada, I. J. “*Experimental modelling of mooring systems for floating marine energy concepts*”. **Marine Structures**, vol.63, pp. 153-180, 2019.
doi: 10.1016/j.marstruc.2018.08.003 (published online).
- Barrera, C., Guanche, R., Rodríguez, A., Armesto, J. A., Losada, I. J. “*On the importance of mooring system parametrisation for accurate floating structure designs*”. **Marine Structures**, vol.72, 2020.
doi: 10.1016/j.marstruc.2020.102765 (published online).
- Barrera, C., Losada, I. J., Guanche, R., Johanning, L. “*The influence of wave parameter definition over floating wind platform mooring systems under severe sea states*”. **Ocean Engineering**, vol.172, pp. 105-126, 2019.
doi: 10.1016/j.oceaneng.2018.11.018 (published online).
- Barrera, C., Battistella, T., Guanche, R., Losada, I. J. “*Mooring system fatigue analysis of a floating offshore wind turbine*”. **Ocean Engineering**, vol.195, 2020.
doi: 10.1016/j.oceaneng.2019.106670 (published online).

Artículos publicados en revistas SCI (revisión por pares) relacionados con otras actividades realizadas durante la formación doctoral.

- Armesto, J. A., Ayllón, V., Barrera, C., Laguillo, C., Guanche, R. “On the importance of restoring term approximations for large pitching floating devices”. *International Journal of Marine Energy*, vol.19, pp. 164-176, 2017.
doi: 10.1016/j.ijome.2017.07.007
- Robertson, A. N., Wendt, F., Jonkman, J. M., Popko, W., Dagher, H., Gueydon, S., Qvist, J., Vittori, F., Azcona, J., Uzunoglu, E., Guedes Soares, C., Harries, R., Yde, A., Galinos, C., Hermans, K., de Vaal, J. B., Bozonnet, P., Bouy, L., Bayati, I., Bergua, R., Galvan, J., Mendikoa, I., Barrera, C., Shin, H., Oh, S., Molins, C., Debruyne, Y. ”OC5 project phase II: Validation of global loads of the DeepCwind floating semisubmersible wind turbine”. *Energy Procedia*, vol.137, pp. 38-57, 2017.
doi: 10.1016/j.egypro.2017.10.333
- Robertson, A. N., Wendt, F., Jonkman, J. M., Popko, W., Borg, M., Bredmose, H., Schlutter, F., Qvist, J., Bergua, R., Harries, R., Yde, A., Nygaard, T. A., de Vaal, J. B., Oggiano, L., Bozonnet, P., Bouy, L., Barrera, C., Guanche, R., Bachynski, E. E., Tu, Y., Bayati, I., Borisade, F., Shin, H., van der Zee, T., Guerinel, M. ”OC5 project phase Ib: Validation of hydrodynamic loading on a fixed, flexible cylinder for offshore wind applications”. *Energy Procedia*, vol.94, pp. 82-101, 2016.
doi: 10.1016/j.egypro.2016.09.201
- Rodríguez, Á., Armesto, J. A., Guanche, R., Barrera, C., Vidal, C. “Simulation of marine towing cable dynamics using a finite elements method”. *Journal of Marine Science and Engineering*, vol.8(2), pp. 140, 2020.
doi: 10.3390/jmse8020140

Artículos de conferencia directamente vinculados con la tesis doctoral.

- Barrera, C., Guanche, R., Losada, I. J., Armesto, J. A., de los Dolores, D. “Numerical and experimental modelling of mooring systems: effects of wave groupiness on extreme loads”, in: *ASME 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. Madrid, Spain, June, 17-22, 2018. Volume 7B: Ocean Engineering Paper No. OMAE2018-77661, pp. V07BT06A037; 10 pages.
doi: 10.1115/OMAE2018-77661

- Barrera, C., Guanche, R., Armesto, J. A. “Modelado numérico y experimental de sistemas de fondeo para energías renovables marinas”, II Jornada sobre el Estado Actual y Perspectivas de las Energías Renovables Marinas en España (JERME'16). Madrid, España, 23 de Noviembre, 2016.

Artículos de conferencia relacionados con otras actividades realizadas durante la formación doctoral.

- Armesto, J. A., Guanche, R., Ayllón, V., Barrera, C., Losada, I. J., Vidal, C., Cobo, I. “Numerical and experimental study of a pendular wave energy converter”, in: Proceedings of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference. Nantes, France, September, 6-11, 2015. ISSN 2309-1983; 08A3-4; 10 pages.
- Barrera, C., Guanche, R., Ayllón, V., Losada, I. J., “Modelos de optimización de transportes especiales”, en: XIII Jornadas Españolas de Ingeniería de Costas y Puertos. Avilés, España, 24-25 de Junio, 2015.

Posters en conferencias.

- Barrera, C., Battistella, T., Guanche, R., Losada, I. J. “Evaluation of fatigue damage in a floating offshore wind turbine mooring system”, in: IV Marine Energy Week. Bilbao, Spain, February, 12-14, 2019.
- Rodríguez, A., Armesto, J. A., Barrera, C., Guanche, R. “Simulation of marine towing cable dynamics using a finite element method”, in: IV Marine Energy Week. Bilbao, Spain, February, 12-14, 2019.
- Barrera, C., Guanche, R., Losada, I. J., Armesto, J. A., Arjona, S., Salas, J. F., Blanco, D., Álvarez, A. “Experimental modelling of mooring lines for marine energy systems”, in: III Marine Energy Week. Bilbao, Spain, March, 28-31, 2017.
- Armesto, J. A., Ayllón, V., Barrera, C., Guanche, R. “Different approaches to compute the restoring term in time domain potential flow models”, in: III Marine Energy Week. Bilbao, Spain, March, 28-31, 2017.

- Barrera, C., Guanche, R. “Probabilistic analysis of maritime transportation routes depending on climate applied to the offshore wind industry”, in: Bilbao Marine Energy Week. Bilbao, Spain, April, 21-24, 2015.